

VŠB-TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA
FAKULTA STROJÍ
KATEDRA VÝROBNÍCH STROJŮ A KONSTRUOVÁNÍ



**Návrh dveřního systému WC buňky pro invalidy
vlaku pro dálkovou dopravu**

*WC Cell Door System Design for Disabled Person for Long –
Distance Transport Train*

Student:

Bc. Tomáš Neumann

Vedoucí diplomové práce:

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

Ostrava 2012

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tomáš Neumann**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení

Téma: **Návrh dveřního systému WC buňky pro invalidy vlaku pro dálkovou dopravu**
WC Cell Door System Design for Disabled Person for Long - Distance Transport Train

Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekčně-konstrukční návrh posuvných dveří WC buňky pro invalidy u vlaku pro dálkovou dopravu. Při volbě pohonu posuvných dveří zhodnoťte, vyberte a zpracujte jednu ze tří možností: Klasický elektromotor s převodovkou, pneumatický pohon nebo lineární elektromotor.

Výchozí parametry:

průchozí šířka dveří	1000 mm,
výška dveřního otvoru	1950 mm,
vnitřní strop buňky je ve výšce	2050 mm.
max. hmotnost dveřního křídla ze sendvičového materiálu	35kg.
rychlost posuvu dveří	cca 0,2 m/s.

Proveďte:

- řešerši stávajících řešení - zhodnocení stávajícího stavu,
- zpracování možných variant a výběr nejlepšího řešení dle zvolených kritérií,
- technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení doplněnou nezbytnými výpočty,
- projekční návrh kompletního řešení posuvných dveří WC buňky v návaznosti na okolní konstrukce,
- detailní konstrukční zpracování řešení vedení dveřního křídla a příslušného pohonu včetně určených konstrukčních uzlů,
- výkresovou dokumentaci v celkovém rozsahu min.2xA0.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

HORYL. P.: *Statika a dynamika - 2. vyd.* Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1996 - 218 s. ISBN 80-7078-971-9

MARTÍNEK.P.: *Transportní zařízení*. Skripta VŠB-TUO 1993 - 109 s. ISBN 80-7078-165-3

KOPÁČEK J. : *Pohony a převody* 1. vyd. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2000, 211 s. ISBN 80-7078-806-2

LENERT J.: *Pružnost a pevnost I.* 1. vyd. - Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1996 - 140 s. : il. ISBN 80-7078-392-3

Normy, vyhlášky UIC 563, UIC 565-3, UIC 566, TSI-PRM 2008/164/EG

Firemní literatura a podklady, odborné časopisy apod.

Literární rešerše zpracovaná v rámci Diplomového projektu.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě:

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby

V Ostravě:

Bc. Neumann Tomáš
Hodslavice 504, 742 71

.....
podpis studenta

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

NEUMANN, T. *Návrh dveřního systému WC buňky pro invalidy vlaku pro dálkovou dopravu.* Ostrava: Katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní, VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2012, 77 s. Diplomová práce, vedoucí práce Kovář, L.

Diplomová práce se zabývá projekčně-konstrukčním návrhem dveřního systému WC buňky pro invalidy vlaku pro dálkovou dopravu dle stanovených požadavků. V úvodní části jsou uvedeny limitující parametry dány legislativou. V rámci teoretické části práce jsou uvedeny možné konstrukční varianty pohonu pro docílení posuvného pohybu dveří. Ve výpočtové části je uveden výpočet pohonu a pevnostní kontrola některých vybraných uzlu. Práce se detailněji zabývá návrhem a výpočtem ozubeného řemene. Pevnostní kontrola pojezdové kolejnice byla provedena pomocí metody MKP. Práce je doplněna o stanovený rozsah výkresové dokumentace.

ANNOTATION OF THESIS

NEUMANN, T. *Design Zelle vom WC-Tür-System für körperlich indisponierte Passagiere des Fernzuges.* Ostrava: Abteilung Produktionsmaschinen und Design, Fakultät für Maschinenbau, VŠB – Technische Universität Ostrava, 2012, 77 s. Diplomarbeit, Supervisor Kovář, L.

Die vorgelegte Diplomarbeit beschäftigt sich mit der Projekt-Konstruktion design Zelle vom WC-Tür-System für körperlich indisponierte Passagiere des Fernzuges nach vorgegebenen Kriterien. In der Einleitung werden durch die Gesetzgebung begrenzende Parameter genannt. Der theoretische Teil stellt die möglichen Konstruktionsvarianten des Antriebes für das Erreichen der Schiebebewegung der Tür dar. In dem empirischen Teil werden die erforderliche Kraftberechnung und die Festigkeitskontrolle von einigen ausgewählten Knoten angegeben. Weiterhin befasst sich die Arbeit mit dem Entwurf und der Berechnung vom Zahnriemen. Die Festigkeitskontrolle der Laufschiene wurde mit Hilfe der Methode der FEM durchgeführt. Die Arbeit wird durch einen festgesetzten Umfang von technischen Zeichnungen ergänzt.

Obsah

Seznam použitých značek	- 10 -
1. Úvod	- 12 -
Cíl práce.....	- 12 -
1.1 Požadavkový list na zařízení	- 13 -
Zadané požadavky	- 13 -
Požadavky plynoucí z norem a předpisů	- 13 -
Požadavky ostatní (zvolené).....	- 13 -
2. Pojmy, normy a předpisy.....	- 14 -
2.1 Osoby se sníženou schopností pohybu a orientace a jejich přeprava	- 14 -
2.2 Interoperabilita	- 14 -
2.3 TSI	- 15 -
2.4 UIC	- 15 -
2.5 Požadavky kladené na průjezdnou šířku a profil	- 15 -
2.6 Funkční a technické specifikace dveří dle TSI [1]	- 17 -
2.7 Provozní požadavky na dveře dle ČSN EN 14 752 [3]	- 18 -
Bezpečnost během zavírání.....	- 18 -
Zkouška detekce překážky	- 18 -
Nárazová síla dveří.....	- 19 -
3. Rozdělení a typy dveří	- 20 -
3.1 Základní rozdělení dveří [35].....	- 20 -
3.2 Typy dveří používané v kolejových vozidlech [35].....	- 21 -
Dveře posuvné.....	- 21 -
Dveře vně výklopné	- 21 -
Dveře dovnitř kyvné.....	- 21 -
Dveře vně otočné (možno i dovnitř)	- 21 -
Dveře skládací.....	- 21 -
3.3 Stávající řešení dveřního systému	- 22 -
4. Zajištění bezpečnosti	- 23 -
4.1 Způsoby detekce překážky	- 24 -
Detekce překážky pomocí sledování dráhy dveří a času.....	- 24 -
Detekce překážky na základě tlakové změny	- 24 -
Detekce překážky pomocí spínací lišty	- 24 -
Radarová pohybová čidla	- 25 -
Pasivní a aktivní infračervené pohybové čidlo	- 25 -
Detekce pomocí optické brány	- 25 -
5. Varianty pohonu.....	- 26 -
5.1 Lineární elektromotor.....	- 27 -

Princip lineárního motoru	- 27 -
Výhody a nevýhody lineárních motorů	- 27 -
Lineární elektromotor pro pohon posuvných dveří	- 28 -
5.2 Převod synchronním (ozubeným) řemenem	- 29 -
Ozubený řemen pro pohon posuvných dveří	- 30 -
5.3 Převod s pohybovým šroubem	- 31 -
Elektrický pohon s trapézovým pohybovým šroubem	- 31 -
Elektrický pohon s kuličkovým pohybovým šroubem [10, 24]	- 31 -
Pohybový šroub pro pohon posuvných dveří	- 32 -
5.4 Převod ozubeným hřebenem	- 33 -
5.5 Pneumatický pohon	- 34 -
Jednočinné pneumatické válce	- 34 -
Dvočinné pneumatické válce	- 34 -
Pneumatický pohon posuvných dveří	- 35 -
5.6 Hydraulický pohon	- 36 -
5.7 Zhodnocení variant pohonu	- 36 -
5.8 Morfologická matice	- 36 -
6. Návrh konstrukce dveřního křídla s pojezdovým ústrojím	- 38 -
6.1 Materiál dveřního křídla	- 38 -
HPL - umakart	- 38 -
6.2 konstrukce dveřního křídla	- 38 -
6.3 Projekční návrh a volba pojezdových kladek	- 39 -
Varianta A	- 40 -
Varianta B	- 41 -
Varianta C	- 42 -
Varianta D	- 42 -
Další možná varianta	- 43 -
6.4 Hmotnost dveřního křídla a závěsu dveří	- 43 -
Hmotnost (pro variantu A)	- 44 -
Konečná celková hmotnost	- 44 -
6.5 Pevnostní kontrola závěsného (kotevního) šroubu dveří	- 44 -
Síla působící na jeden šroub	- 45 -
Velikost šroubu	- 45 -
Pevnostní kontrola šroubu	- 45 -
Utahovací moment	- 46 -
6.6 Kontrola životnosti ložisek – pojezdových kladek	- 47 -
Otáčky pojezdové kladky	- 48 -
7. Návrh a výpočet hnacího ústrojí	- 49 -
Celková účinnost převodu a uložení	- 49 -

7.1	Stanovení zatěžujících sil	- 49 -
	Stanovení jízdního (trakčního) odporu pojezdu	- 49 -
	Maximální tažná síla	- 50 -
7.2	Výkon a volba elektromotoru:.....	- 51 -
	Výkon elektromotoru.....	- 51 -
	Volba elektromotoru	- 51 -
7.3	Kontrola rozběhového momentu motoru pojezdu	- 52 -
7.4	Celková doba otevření/zavření dveří.....	- 53 -
8.	Návrh ozubeného řemene	- 55 -
	Vlastnosti řemene PowerGrip GT3	- 55 -
	Určení velikosti řemene	- 56 -
	Výpočet řemene	- 56 -
8.1	Volba řemenice	- 58 -
8.2	Kontrola životnosti ložisek hnané řemenice	- 58 -
9.	Hertzovy kontaktní tlaky	- 60 -
10.	Pevnostní kontrola šroubového spojení závěsné konzoly	- 61 -
	Celková tíha F_C	- 61 -
	Osová síla ve šroubu F_O	- 62 -
	Osová síla na 1 šroub	- 62 -
	Velikost šroubu.....	- 62 -
	Pevnostní kontrola šroubu	- 63 -
11.	Kontrola průhybu kolejnice	- 64 -
12.	Návaznost dveřního systému na WC buňku	- 66 -
	Závěr.....	- 68 -
	Seznam použité literatury a zdrojů	- 70 -
	Seznam příloh	- 72 -

Seznam použitých značek

α	úhel profilu závitu	[°]
a	zrychlení	[m/s ²]
d, d_3, d_2, P	geometrické parametry šroubu	[m]
ε	úhlové zrychlení hmot	[rad/s ²]
e	rameno válivého odporu	[m]
E	modul pružnosti v tahu	[Pa]
φ'	třecí úhel závitu	[°]
$f_{\check{c}}$	součinitel čepového tření	[-]
f_z, f_m	součinitel tření v závitu, mezi maticí a deskou	[-]
F_C	celková tíha	[N]
$F_{\check{c}}$	čepové tření (čepový odpor)	[N]
F_{ip}	setrvačná síla posuvných hmot	[N]
F_O	osová síla ve šroubu - předpětí	[N]
$F_{O1\check{s}}$	osová síla ve šroubu – předpětí na 1 šroub	[N]
F_P	předpětí řemene	[N]
F_r	radiální síla ložiska	[N]
F_R	radiální zatížení kladky	[N]
F_{Tmax}	maximální tažná síla	[N]
F_{TR}	síla jízdního odporu	[N]
F_V	válivý odpor	[N]
J	moment setrvačnosti	[kg·m ²]
J_R	moment setrvačnosti elektromotoru	[kg·m ²]
χ	součinitel nezahrnutých přídatných odporů	[-]
k_S	statická bezpečnost	[-]
L	šířka dveřního průchodu, délka pojezdu	[m]
L_{10}	základní životnost ložiska	[ot]
L_{10h}	životnost ložiska	[h]
m	konečná celková hmotnost	[kg]
m_i	dílčí hmotnosti jednotlivých komponentů	[kg]
m_S	měrná hmotnost sendviče	[kg/m ²]
M_{ip}	setrvačný moment posuvných hmot	[N·m]
M_{ir}	setrvačný moment rotujících hmot	[N·m]
M_N	jmenovitý kroutící moment elektromotoru	[N·m]
M_r	rozběhový moment pojezdu	[N·m]
M_{Rel}	rozběhový moment elektromotoru	[N·m]
M_{ST}	moment pasivních odporů	[N·m]
M_U, M_t	utahovací moment šroubu, třecí moment	[N·m]
μ	Poissonova konstanta	[-]
η_C	celková účinnost	[-]
η_i	dílčí účinnosti	[-]
n_K	otáčky pojezdové kladky	[min ⁻¹]
n_0	jmenovité otáčky elektromotoru	[min ⁻¹]

ψ	úhel stoupání závitu	[°]
P	ekvivalentní zatížení ložiska	[N]
P_{el}	výkon elektromotoru	[W]
P_M	jmenovitý výkon elektromotoru	[W]
P_N	nominální výkon řemene	[W]
R_e	mez kluzu materiálu	[Pa]
R_m	mez pevnosti materiálu	[Pa]
$R_K, r_{\check{c}}$	poloměry kladek a čepů	[m]
σ_{dov}	dovolené napětí	[Pa]
σ_{kHRZ}	Hertzovo napětí	[Pa]
σ_{max}	maximální napětí	[Pa]
σ_{Red}	reduované napětí	[Pa]
σ_t	tahové napětí	[Pa]
s_1, s_2, s_3	dráhy pojezdu	[m]
τ	smykové napětí	[Pa]
t_r, t_b	doba rozběhu, doba doběhu	[s]
T	celková doba pohybu dveří	[s]
v_p	pojezdová rychlost	[m/s]
x_1, x_2	vzdálenosti působíště sil	[m]

1. Úvod

Železniční doprava v celé Evropě koncem 20. století stagnovala. Příčinou toho byl velmi špatný a zanedbaný stav vozového parku, obrovský úbytek cestujících a zvyšující se automobilová doprava. S rostoucími cenami ropy na světových trzích se železnice stává levnější a mnohdy i komfortnější a rychlejší alternativou k automobilům. V současnosti dochází k opětovnému rozvoji, což má za následek velké obměny vozového parku a také budování nových tranzitních koridorů, převážně evropské sítě TEN-T. Postupně probíhá revize konceptu evropské sítě TEN-T, která zahrnuje stále nové cíle (zejména ve východní Evropě). ČR je také součástí tohoto konceptu pro vybudování VRT (vysokorychlostní železniční tratě). První úvahy o vybudování VRT v Česku vznikly již v 70. letech, do současnosti ČR nemá postaven jediný kilometr těchto tratí.

Osobní železniční doprava v ČR na podzim roku 2011 zažila „revoluci“ s nástupem soukromého dopravce. Změny k lepšímu cestující okamžitě pociťovali. Jednalo se především o navýšení komfortu a pohodlí. Díky příchodí konkurenci je i veřejný přepravce nucen ke zvyšování kvality cestování, a to především obnovou vozového parku nebo jeho modernizací.

Aby železnice mohla konkurovat automobilům, musí pro konečného cestujícího nabídnout něco navíc. Cestující by ve vlaku neměl protrpět, ale odpočinout si v pohodlí a relativním klidu. Hlavní úlohou veřejné hromadné dopravy je její snadná dostupnost pro velké spektrum obyvatel, také osob imobilních, kteří jsou mnohdy odkázáni pouze na tuto přepravu. Při konstrukci kolejových vozidel jsou kladeny obrovské požadavky ze strany zadavatele, legislativní požadavky na bezpečnost, ale také nepřímo ze strany cestujících.

Dveřní systémy kolejových vozidel musí splňovat celou řadu bezpečnostních podmínek, které jsou také zahrnuty v této práci. Dveřní systém WC buňky je součástí celé buňky, která je vložena a ukotvená do hrubé stavby vozu. Následně dojde pouze k připojení energií, vody a odpadu.

Cíl práce

Cílem této diplomové práce je navrhnout dveřní systém WC buňky do vlaku dálkové dopravy. Jistá omezení budou patrně vyplývat z legislativních předpisů a norem týkajících se konstrukce kolejových vozidel. Navržený dveřní systém musí být funkční. Při řešení je také zohledňována finanční náročnost, proto jsou vybírány co nejdostupnější a výrobně nejlevnější technologie.

1.1 Požadavkový list na zařízení

Zadané požadavky

- maximální hmotnost dveřního křídla 35 kg
- průchozí šířka dveří 1000 mm
- výška dveřního otvoru 1950 mm
- rychlost posuvu dveří cca 0,2 m/s

Požadavky plynoucí z norem a předpisů

- otevírání dveří i při výpadku el. energie
- možnost vyřazení el. pohonu z činnosti a ruční ovládání
- zajištění bezpečnosti – detekce překážky (dle DIN EN 14 752)
- pevnostní požadavky

Požadavky ostatní (zvolené)

- jednoduchost konstrukce
- energetická nenáročnost
- snadná údržba při provozu
- malá pořizovací cena
- zajištění dveří proti nechtěnému otevření při obsazeném WC
- jednoduchost a jednoznačnost ovládání
- minimální výška prahu
- mechanické pohyblivé části zakrytované

2. Pojmy, normy a předpisy

2.1 Osoby se sníženou schopností pohybu a orientace a jejich přeprava

Spektrum obyvatelstva, kteří mají potíže s pohybem nebo orientací je velmi široké. Do této skupiny nepatří pouze lidé upoutaní na invalidní vozík, ale tato skupina je daleko pestřejší. Lze zde zahrnout těhotné ženy, cestující s dětmi v kočárku, osoby s tělesným nebo smyslovým postižením, osoby s mentální poruchou, malé děti i starší spoluobčany.

Mobilita zajišťována dopravou, je nutnou podmínkou k uplatňování svobody pohybu. Lidé se sníženou schopností pohybu jsou daleko více odkázáni na veřejnou hromadnou dopravu než ostatní. To je dáno také horší finanční situací těchto osob, neboť mnohdy jsou závislí pouze na sociální systém státu. Zejména u dotované hromadné dopravy jsou zavedeny určité normativy a předpisy stanovující požadavky pro přepravu těchto osob.

Podle délky vlaku, bez lokomotivy nebo tažného vozu, musí být ve vlaku počet míst pro vozíky pro invalidy nejméně takový jako počet uvedený v následující tabulce:

Délka vlaku	Počet míst pro vozíky pro invalidy ve vlaku
Do 205 metrů	2 místa
205 až 300 metrů	3 místa
Více než 300 metrů	4 místa

Tab. 1 – Počet míst pro invalidní vozíky ve vlaku [1]

2.2 Interoperabilita

Interoperabilita je schopnost různých systémů vzájemně spolupracovat, poskytovat si služby, dosáhnout vzájemné součinnosti. Do češtiny je tento termín překládán jako provozní a technická propojenost evropského železničního systému. Můžeme tím rozumět technicky jednotnou evropskou železnici. [14]



Obr. 1 - Logo pro interoperabilitu a logo Evropské železniční agentury [13, 15]

Cílem interoperability je zvyšování bezpečnosti, spolehlivosti, ochrany zdraví a životního prostředí, ale také zavedení technické kompatibility. V současné době je povinností dopravců dodržovat předpisy o interoperabilitě, podle směrnice Evropské komise, na všech veřejných železnicích. Tato směrnice je závazná pro správce železniční

sítě (v ČR to je SŽDC), provozovatelé (ČD, RJ, apod.) i výrobce a jejich subdodavatelé. Ovšem nařízení Evropské komise platí pouze pro nové, modernizované a rekonstruované subsystémy. Samozřejmě není požadována okamžitá výměna a náprava starších a stávajících subsystému, jenž by bylo naprosto nemožné a nesmyslné hlavně z důvodů enormní investice na obnovu vozového parku, rekonstrukce nádraží a jiné nutnosti předělání stávajících prvků v současném systému železniční dopravy. Předpokládá se určité dosloužení subsystému a náhrada novými či rekonstruovanými prostředky, které ovšem již budou v souladu se směrnicemi Evropské komise.

Přínosem interoperability je vytvoření rovných podmínek hospodářské soutěže pro celý systém železniční dopravy. Dalšími přínosy jsou technická způsobilost, funkčnost a zlepšení ekonomické situace na železnici. [8, 14]

2.3 TSI

Zmíněné směrnice o interoperabilitě definují pojem interoperabilita a určují způsoby k jejímu dosažení. Aby bylo možno prohlásit jednotlivé subsystémy konvenčního i vysokorychlostního železničního systému za interoperabilní, musí splňovat určité společné harmonizované technické standardy tzv. **Technické specifikace pro interoperabilitu (TSI)**. V praxi to znamená, že pro každý subsystém musí být vypracovaná jedna nebo více TSI. V TSI jsou podrobně specifikovaná rozhraní a vzájemné vazby s dalšími subsystémy, na jejichž základě se tvoří evropské normy. [14]

Standardy pro evropské železnice ve formě TSI, které jsou závazné pro transevropskou železniční síť, stanovuje **Evropská železniční agentura** (European Railway Agency, ERA), jenž je jednou z agentur Evropské unie.

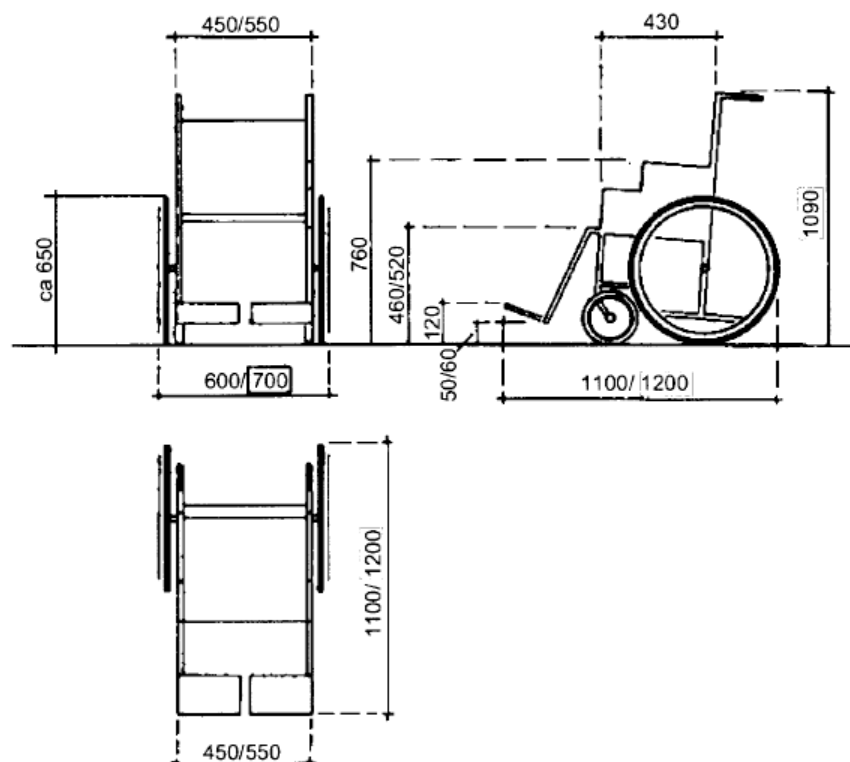
2.4 UIC

Mezinárodní železniční unie (z francouzského *Union Internationale des Chemins de fer*) je globální společnost, která koordinuje rozvoj a fungování železniční dopravy ve všech členských státech. Řeší mimo jiné problematiku vytváření nových a zachovávání stávajících mezinárodních spojů, unifikaci železniční techniky, dohlíží na dodržování bezpečnostních kritérií, jako je zabezpečovací zařízení nebo samočinné brzdy. Reprezentuje členské společnosti na mezinárodní úrovni. [15]

2.5 Požadavky kladené na průjezdnou šířku a profil

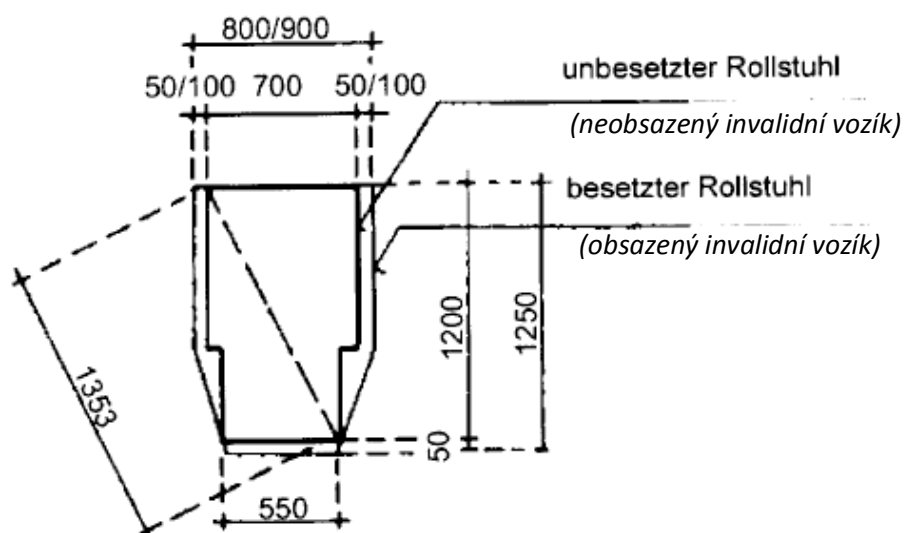
Tyto specifiky podrobně klasifikuje několik norem, které jsou závazné pro výrobce a provozovatele vlakových jednotek. Jedná se o předpisy Evropské komise TSI pro interoperabilitu a normy UIC. Zde jsou uvedeny pouze části z těchto norem, které se

přímo vztahují k navrhovanému dveřnímu systému a je nutno na ně brát obzvlášť velký důraz.



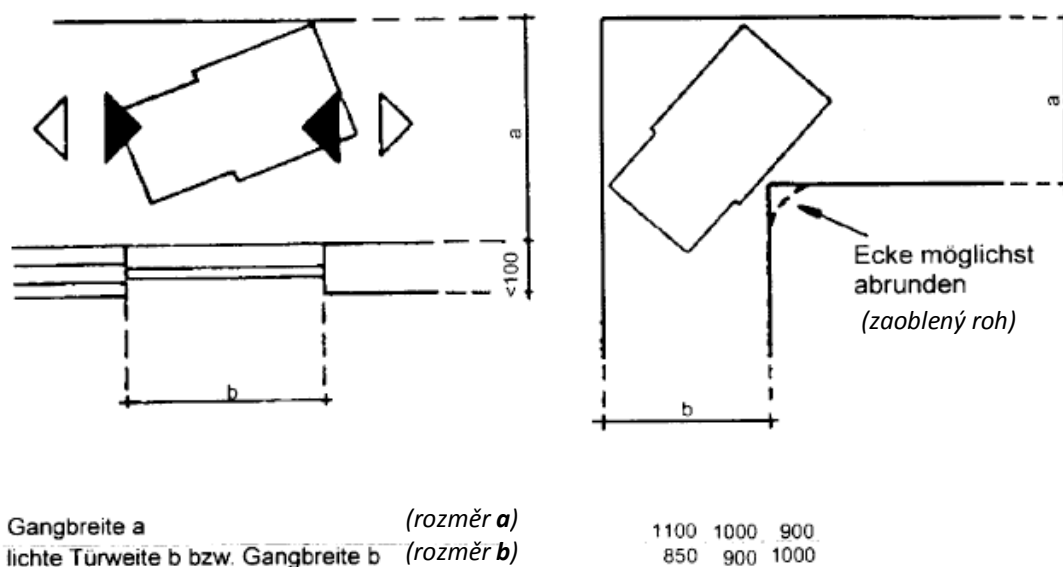
Obr. 2 - - Rozměry invalidního vozíku - zářámované hodnoty jsou maximální rozměr dle normy ISO 7193

Podle TSI směrnice musí mít veškerá dostupná místa pro invalidní vozíky šířku průchozího profilu nejméně 800 mm v kterémkoli bodě po celé minimální výšce 1 450 mm. Průchozí profil musí být uspořádán tak, aby umožňoval volný průjezd referenčního vozíku pro invalidy. [1]



Obr. 3 - Minimální prostor pro invalidní vozík - průjezdový průřez obsazeného a neobsazeného invalidního vozíku [2]

Dle normy UIC, která je v tomto ohledu o něco přísnější, by měla být požadovaná šířka dveří rovnoběžně ve směru jízdy, dimenzována v závislosti na užité šířce předchozího přístupu **a** (obr. 4). To znamená, že užité šířce dveří **b** je závislá na šířce přechodu nebo šířce chodby ve voze **a**. [2]



Obr. 4 - minimální prostorové požadavky zatáčení vozíku o 90 ° (např. při vstupu nebo výstupu do vestibulu, průjezdu chodbou, vstupu do jednotlivých oddílů) [2]

2.6 Funkční a technické specifikace dveří dle TSI [1]

- Ovládací prvky dveří, ať už ruční nebo tlačítkové, musí opticky kontrastovat s povrchem, na kterém jsou nainstalovány.
- Pokud pro obsluhu dveří slouží tlačítka nebo jiná dálková ovládací zařízení, musí se každé tlačítko nebo ovládací prvek dát obsluhovat silou nejvýše 15 newtonů.
- Pokud jsou tlačítka pro otevření a zavření dveří nainstalována nad sebou, horní tlačítko musí vždy sloužit pro otevření.
- Vnitřní automatické a poloautomatické dveře musí obsahovat zařízení, které chrání cestující před zachycením při používání dveří.
- Dveřní otvory, které jsou upraveny pro přístup osob na vozících pro invalidy, musí mít minimální použitelnou světlou šířku 800 mm.
- Ovládací zařízení pro otevření nebo zavření ručně obsluhovaných dveří, určených pro obsluhu veřejností, se musí dát použít dlaní ruky s vynaložením síly nanejvýš 20 newtonů.
- Síla potřebná pro otevření nebo zavření ručně obsluhovaných dveří nesmí přesahovat 60 newtonů.
- Střed ovládacího zařízení musí být umístěn nejméně 800 mm a nejvíce 1 200 mm nad úrovní podlahy. Tyto ovládací prvky musí být identifikovatelné hmatem (například pomocí hmatových značek) a musí obsahovat informace o jejich funkci.

- Je-li více než 75 % povrchu dveří z průhledného materiálu, musí být označeny nejméně dvěma výraznými pruhy tvořenými značkami, logy, emblémy nebo dekorativními prvky. Horní pruh musí být ve výšce mezi 1 500 mm a 2 000 mm a spodní pruh ve výšce mezi 850 mm a 1 000 mm a musí kontrastovat s pozadím po celé šířce dveří. Tyto pruhy musí být nejméně 100 mm vysoké.

2.7 Provozní požadavky na dveře dle ČSN EN 14 752 [3]

Požadavky této evropské normy platí pro systémy bočních dveří všech nově konstruovaných vozů pro osobní dopravu. Tato norma je platná i pro stávající vozidla, u nichž se provádí rekonstrukce dveřního systému. Tato pojednává o bočních vstupních systémech, jak zní i název normy. Norma se primárně zabývá vstupními (externími) dveřmi, avšak určité provozní požadavky a zákonitosti lze použít i na vnitřní dveře. Zde jsou uvedeny hlavní podmínky ohledně zabezpečení a příslušné zkoušky vůči sevření osoby.

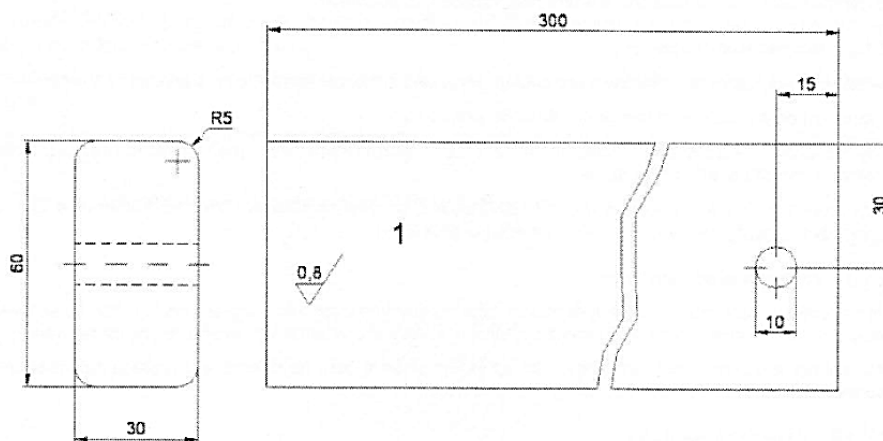
Bezpečnost během zavírání

Cílem opatření pro bezpečnost dveří je vyloučení zachycení osob (včetně osob se sníženou pohyblivostí) a předmětů ve dveřích. Bezpečnostní opatření je dle normy předepisováno 3 způsoby:

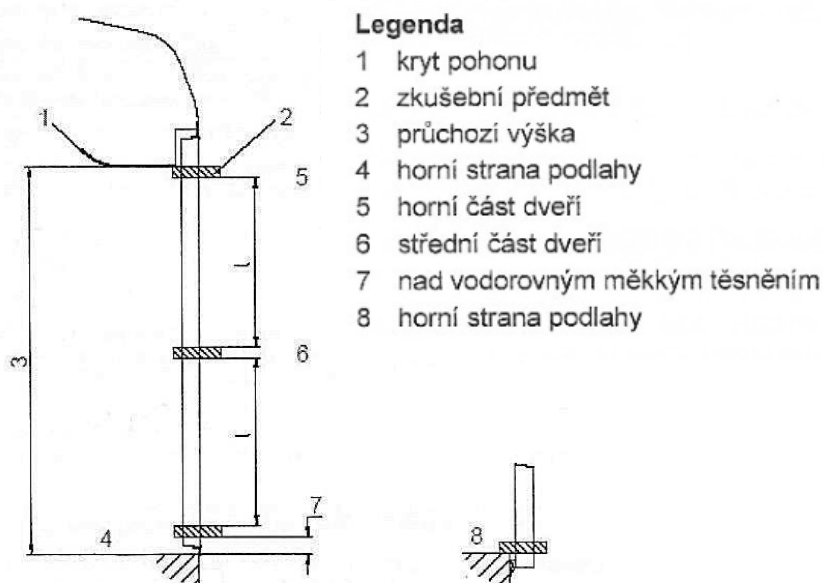
- varování cestujících před uvedením dveří do pohybu (akustická a světelná signalizace)
- minimalizace nárazových sil působících na osobu nebo předmět zachycené dveřmi (omezení výkonu pohonu dveří)
- minimalizace rizika zranění cestujících zavírajícími se dveřmi použitím vhodné konstrukce čelních hran dveří (měkké hrany, detekční lišty)

Zkouška detekce překážky

Podstata zkoušky spočívá v umístění zkušebního tělesa, hranol o rozměrech 30 x 60 mm (Obr. 5), svisle mezi čelní hranu a rám dveří nebo mezi dvě křídla dveří. Přitom nesmí být dveře indikovány jako zavřené a zajištěné. Zkouška musí být provedena ve třech místech – ve spodní, střední a horní části dveří.



Obr. 5 – Rozměry zkušebního tělesa [3]



Obr. 6 – Místa měření [3]

Nárazová síla dveří

Maximální nárazová síla působící na překážku při dovírání dveří nesmí překročit následující hodnoty:

- špičková síla: $F_p \leq 300 \text{ N}$ (maximální hodnota zavírací síly)
- síla působící v první fázi zavírání dveří: $F_e \leq 150 \text{ N}$
- střední působící síla během dalších fází zavírání dveří: $F_E \leq 200 \text{ N}$

3. Rozdělení a typy dveří

Dveře v prostředcích hromadné dopravy lze rozdělovat podle různých kritérií a konstrukčních typů. Ty jsou dány především druhem vozidla a jeho konstrukčním uspořádáním. Na konečnou délku cestovního času, tzn. času, za který dopravní prostředek urazí svou stanovenou trasu, má zásadní vliv rychlost výměny cestujících. Při výměně cestujících v nástupištích a zastávkách vznikají nemalé časové prodlevy, to lze částečně kompenzovat vhodnou konstrukcí a typem nástupních dveří. Dopravní prostředky určené na kratší vzdálenosti (metro, tramvaje, městské a příměstské autobusy a vlaky) se spoustou zastávek a velkým objemem přepravených osob jsou vybaveny širokými dveřmi a jejich větším počtem. Na rozdíl od dálkových dopravních prostředků (dálkové vlaky a autobusy) se počet nástupních dveří a jejich šířka minimalizuje pro dosažení co největšího počtu míst k sezení a lepšího komfortu cestujících.

3.1 Základní rozdělení dveří [35]

Dle použití:

- externí dveře – slouží pro nástup a výstup cestujících
- interní – rozdělení interiéru, oddělení nástupních prostor
- mezivozové – oddělení jednotlivých vozů z hlediska hluku a požární bezpečnosti (dveře musí odolat po určitou dobu požáru, aby se nerozšířil do dalšího vozu)

Dle bezpečnostního využití:

- uzpůsobené pro evakuaci cestujících
- neuzpůsobené pro evakuaci cestujících

Dle způsobu ovládání:

- ruční
- poloautomatické – jištění prováděno automatický, otevírání manuální
 - pneumatické
 - elektrické
- automatické
 - pneumatické
 - elektrické
 - hydraulické

Dle počtu křídel:

- jednokřídlé
- dvoukřídlé

3.2 Typy dveří používané v kolejových vozidlech [35]

Dveře posuvné

- používají se hlavně v interiéru, mezivozové dveře, možné i jako venkovní (metro)
- jednokřídlé, dvoukřídlé



Dveře předsuvné

- používají se hlavně jako venkovní dveře
- jednokřídlé (např. vysokorychlostní jednotky), dvoukřídlé (příměstské jednotky)

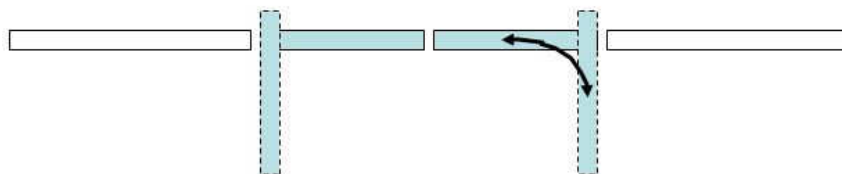


Dveře vně výklopné

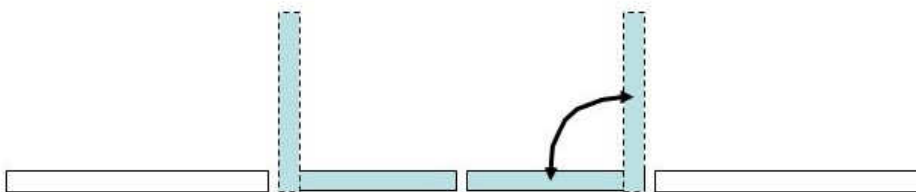


Dveře dovnitř kyvné

- používají se hlavně jako venkovní dveře (autobusy)

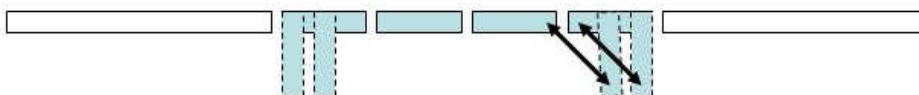


Dveře vně otočné (možno i dovnitř)



Dveře skládací

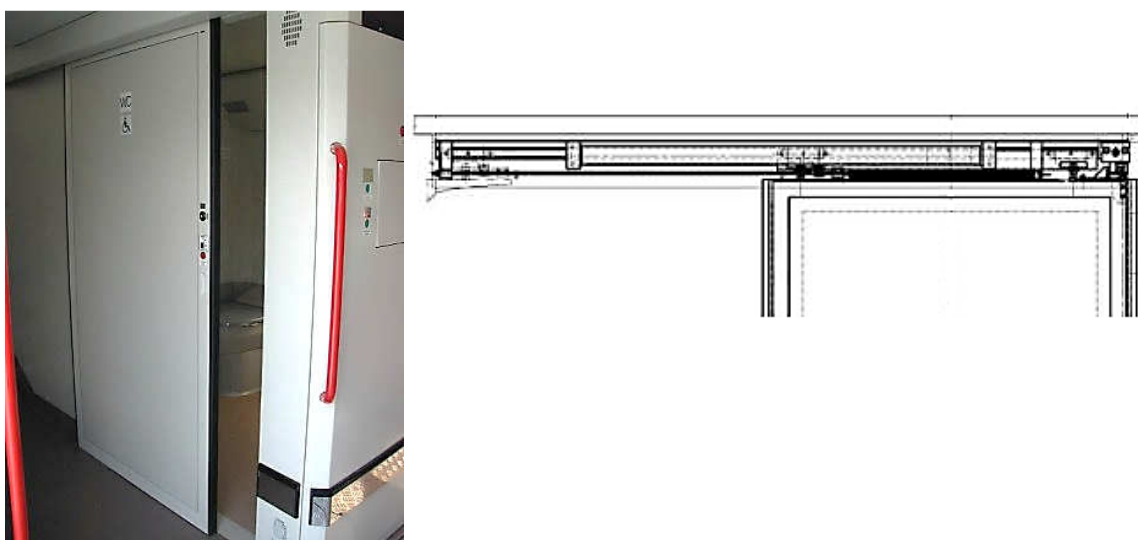
- používají se hlavně jako venkovní dveře (tramvaje)



3.3 Stávající řešení dveřního systému

V této kapitole je uvedeno stávající řešení dveřního systému WC buňky od firmy Pars Komponenty s.r.o., která se zabývá vývojem a výrobou komponentů pro prostředky hromadné přepravy osob. Tento dveřní systém je používán v příměstských jednotkách řady 471 – CityElefant.

Dveře WC posuvné se skládají z křídla dveří, mechanismu dveří, dolního vedení a elektropneumatického ovládání. Rám křídla je tvořen hliníkovými profily. Do rámu je vlepena výplň, která je pro dveře WC tvořena neprůhlednou deskou. Křídlo je oboustranně ovládáno tlačítky, v případě poruchy je možné křídlo ovládat ručně pomocí misek. V horní části je křídlo zavěšeno do mechanismu s lineárním vedením. Pohyb křídla zajišťuje pneumatický válec. Dolní vedení je tvořeno vodítkem, které je uchyceno ve spodní části křídla dveří, vodící kolejnici a nájezdem uchyceným na podlaze. Dveře jsou ovládány pomocí pneumatického bloku a elektronického řídicího systému. Ovládání a zajištění dveří odpovídá jejich určení pro uzavírání prostoru WC. [23]



Obr. 7 - Dveře WC posuvné - PARS Komponenty [23]

4. Zajištění bezpečnosti

Lidské zdraví či život samotný je nejvyšší společenskou hodnotou u všech národů a kultur. Aby se zamezilo zbytečným zraněním, je nutné neustále zvyšovat požadavky na bezpečnost technických zařízení. Čím více lidí přijde do styku s daným zařízením, tím méně se lze spoléhat na dodržování stanovených předpisů pro jeho užívání. Týká se to zejména zařízení, které je primárně určeno pro veřejnost, jako jsou například kolejová vozidla pro osobní přepravu.

Výrobci i provozovatelé kolejových vozidel jsou vázáni při samotné výrobě i provozu nařízením, normami a různými předpisy týkající se bezpečnosti. Některé jsou velmi přísné, jiné naopak jsou benevolentnější. Normy a předpisy stanovující bezpečnostní požadavky jsou samozřejmě pro výrobce i provozovatele závazné, musí je dodržovat a zohledňovat. Někteří výrobci již sami vyvíjejí důmyslnější a bezpečnější zařízení, než které jim nařizuje příslušná norma. K tomuto kroku jsou částečně nuceni neustále zvyšujícími se požadavky zákazníků a při výběrových řízeních zvyšující se konkurencí.

Dveřní systémy jsou vysoce sofistikované technické systémy, které umožňují automaticky otevírat a zavírat dveře vozidel. Na dveřní systémy z hlediska bezpečnosti jsou kladeny obrovské požadavky, obzvláště na externí dveře. Nesmí u nich dojít k otevření během jízdy, ať už se jedná k úmyslnému otevření neukázněným pasažérem nebo k samočinnému otevření. V současné době stále nejsou veškeré vstupní dveře jištěny, což má za následek spoustu tragických úmrtí. Je to hazardování s lidskými životy. Naštěstí u nových a zrekonstruovaných vozidel musí být dveře dostatečně zajištěny podle platných norem. Samozřejmostí dveřního systému, to se týká externích i interních dveří, je zabránění sevření a zaklínění osoby. Je nutné, aby dveřní systémy pracovaly naprosto spolehlivě a nedocházelo k žádným kolizím.

Při neustálém vývoji techniky se postupně vytváří i nové přísnější předpisy. Dveřní systémy vlaků nejsou žádnou výjimkou. Roku 1980 bylo zavedeno stranově závislé odblokování vstupních dveří. To znamená, že strojvedoucí pomocí přepínače může zvolit, na které straně dveře odblokuje. Tím je také zajištěno, že při zastavení vlaku na volné trati nejsou dveře automaticky odblokovány a nejdou otevřít.

Od roku 1998 se přešlo na systém ovládání, kde zavírání dveří už není kontrolováno vizuálně personálem, průvodčím nebo výpravčím. Strojvedoucí udá povel k zavření dveří a poté co dostane signál na ovládacím pultě, že všechny dveře jsou zavřené a zajištěné, rozjede vlak. Zde se objevují aktivní bezpečnostní prvky proti sevření, jako je například detekční lišta na hraně dveří. Doposud se používala pouze ochrana proti úrazu sevřením.

V současnosti je v platnosti evropská norma EN 14 725 – „Boční vstupní systémy“, která mimo jiné stanovuje přesné hodnoty sevření zkušebního tělesa a přípustné

reverzační síly. Někteří výrobci dveřních systému velikost zkušebního předmětu (30x60 mm) začínají zpochybňovat. V tomto směru si danou normu značně zpřísňují, dveřní systémy vyrábějí s užitím funkce tzv. „psí vodítko“, čímž je myšleno detekce předmětu menších, než předmětu zkušebního těleso určené normou. [35]

4.1 Způsoby detekce překážky

Detekce překážky pomocí sledování dráhy dveří a času

V pohonu dveří je umístěn snímač pohybu dveří pracující na principu Hallova jevu. Aktuální poloha křídla dveří je srovnávána s předpokládanou polohou. Pokud je odchylka mezi předpokládanou a aktuální pozici větší, potom dveře reverzují.

Hallův jev je proces vzniku Hallova elektrického pole v polovodiči za současného působení vnějšího elektrického i magnetického pole. Důsledkem toho se hromadí na jedné straně polovodiče záporný náboj a na straně druhé náboj kladný. Díky tomu, že póly mají různý potenciál, vzniká Hallovo napětí. [16]

Detekce překážky na základě tlakové změny

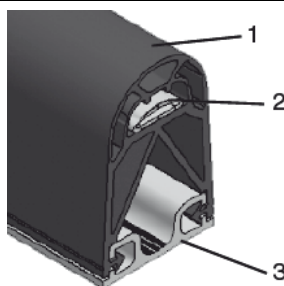
Na přední hraně křídla dveří je použit speciální profil, jenž je ve spodní části utěsněn. Na horní straně je tento profil připojen na tlakový spínač. Pokud dojde ke změně tlaku, křídlo dveří reverzuje nebo se úplně zastaví. Tlakový spínač slouží k přeměně pneumatické tlakové vlny od tlakové bezpečnostní lišty na elektrický ovládací signál pro dveřní pohon. [35]



Obr. 8 – Tlakový spínač s tlakovou lištou [17]

Detekce překážky pomocí spínací lišty

Na přední hraně dveřního křídla se umísťuje speciální pryžový profil, jenž je vybaven spínací lištou. Spínací lišty jsou vyrobeny ze dvou ocelových vodičů, potažených mědí, které jsou od sebe po stranách odděleny izolační páskou. Tyto vodiče jsou vsazeny do pryžového profilu. Pokud na kterémkoliv místo celkové délky spínače působí tlak, vodiče se stlačí k sobě a spínač sepne. Spínače jsou díky robustnímu a trvanlivému provedení schopny opakovaně vydržet vysokou mechanickou zátěž. [35]



Obr. 9 – Spínací lišta, 1 – gumový profil, 2 – spínací bezpečnostní prvek, 3 – hliníkový profil [18]

Radarová pohybová čidla

Radarová pohybová čidla registrují všechny objekty, které se pohybují v zorném poli radaru. Radarové vlny, které vycházejí z vysílače, se odrazem od podlah, stěn a ostatních ploch vracejí k přijímači. Bez pohybu v kontrolované zóně jsou frekvence vysílače a přijímače identické a nenastává žádná detekce. Oproti tomu osoby nebo předměty svým pohybem vyvolávají detekci, jelikož vyzařovaná a přijímaná frekvence již nejsou v rovnováze. [19]

Pasivní a aktivní infračervené pohybové čidlo

U pasivního infračerveného pohybového čidla senzor spíná při změně teplotního obrazu způsobené pohybem, přičemž musí být splněny dvě podmínky - teplota zachyceného objektu musí prokazovat určitý teplotní rozdíl vzhledem k okolí a současně se objekt musí pohybovat určitou rychlostí.

Aktivní infračervená světelná čidla zachycují osoby a předměty na reflexním principu krátkovlnného infračerveného záření. Osoby a předměty vyvolávají impuls k otevření tak dlouho, dokud se nacházejí v detekčním poli (přítomnostní senzor). [19]

Detekce pomocí optické brány

Bezpečnostní světelné závory hlídají přístup do nebezpečných oblastí. Vícepaprskové bezpečnostní světelné závory jsou ochranná zařízení, tvořená jednou vysílací a jednou přijímací jednotkou, nebo jednou vysílací i přijímací jednotkou na aktivní straně a dvěma nebo více odraznými zrcadly na pasivní straně. Pokud dojde k přerušení jednoho nebo více světelných paprsků, generuje vícepaprsková bezpečnostní světelná závora signál pro zastavení nebezpečného pohybu stroje nebo zařízení. Existují i miniaturní optické brány, které se používají k monitorování systémů automatických dveří. [20]

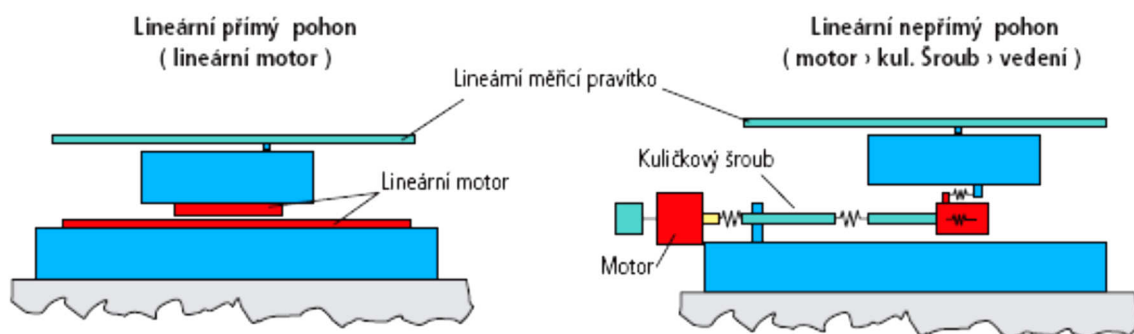


Obr. 10 - Miniaturní optická brána [20]

5. Varianty pohonu

Téměř veškeré pohonné agregáty (převážně elektrické) konají rotační pohyb. Ve spoustě aplikací je ovšem zapotřebí přímočarého pohybu, proto je nutné rotační pohyb motoru transformovat na pohyb přímočarý. Případně použít takový pohon, který koná přímočarý pohyb již ze své podstaty. Lineární pohony z hlediska konstrukčního uspořádání lze rozdělit do dvou skupin. První skupinou jsou přímé lineární pohony, které umožňují přímočarý pohyb bez zprostředkujícího převodu nebo mechanismu. Do této kategorie lze zařadit lineární elektromotor, pneumatický a hydraulický motor.

Druhou skupinou jsou nepřímé lineární pohony, které jsou tvořeny klasickým elektromotorem spojeným s převodovým mechanismem. Mechanismus slouží k přeměně rotačního pohybu na požadovaný pohyb přímočarý. Mohou být různého typu a konstrukce. Přehled těch základních a nejpoužívanějších je uveden v této kapitole. Klasické rotační elektromotory s převodovým mechanismem jsou v řadě aplikací využívány na hranici dynamiky, což je dáno velkými setrvačnými hmotami a hranici přesnosti jednotlivých komponentu ovlivněnými mechanickými vůlemi, opotřebením a nepřesnou výrobou.



Obr. 11 – Rozdíl mezi přímým a nepřímým lineárním pohonem [12]

Výběr mechanismu převodu rotačního pohybu na pohyb lineární velmi úzce souvisí se zabudováním do konstrukce daného zařízení, vlastním realizovaným pohybem a jeho požadovanými parametry. Ty souvisí zejména s rozsahem pohybu (délkou zdvihu), rychlostí, zrychlením a potřebnou přenášenou silou. Důležitým kritériem při výběru možného mechanismu je požadovaná přesnost polohování a hnací agregát.

Pokud není potřeba docílit velkých zdvihů, má konstruktér pro dosažení přímočarého pohybu k dispozici např. klikový nebo vačkový mechanismus. Obdobnou délku dráhy, ovšem s možností změny jeho velikosti, zajistí kulisový mechanismus, používaný ve stavbě obrážek. Větší rozsah pohybu zajišťuje ozubený hřeben a pastorek nebo šnek a šnekový hřeben. Velkých zdvihů lze docílit lanem či řemenem, případně ozubeným řemenem nebo řetězem, nataženým mezi dvě kladky. Pro krátké posuvy v řádu desítek mikrometrů mohou být využity piezoelektrické nebo magnetostrikční

mechanismy. Rychlý, ale zato málo tuhý je pneumatický pohon, jenž je velmi často využíván v manipulační technice. Pro větší síly může být vzduch nahrazen hydraulickou kapalinou. [12]

5.1 Lineární elektromotor

Lineární motory se v současnosti stávají stále více rozšířenými prostředky pro zajištění lineárního pohybu. Princip indukčního lineárního motoru je znám již od poloviny 19. století, avšak pro svou nedokonalost nenalezl praktické uplatnění. První své praktické použití bylo v armádním průmyslu, v civilní sféře nastal velký rozvoj až v posledním desetiletí 20. století. [21]

Možnosti klasických rotačních motorů s mechanickým převodem z pohybu rotačního na pohyb lineární jsou totiž v řadě průmyslových aplikací využívány na mezi dynamiky danou setrvačnými hmotami a na mezi přesnosti dané mechanickými vůlemi a opotřebením. U lineárního motoru tyto nevýhody odpadají a přesnost polohování je závislá na typu odměřovacího systému.

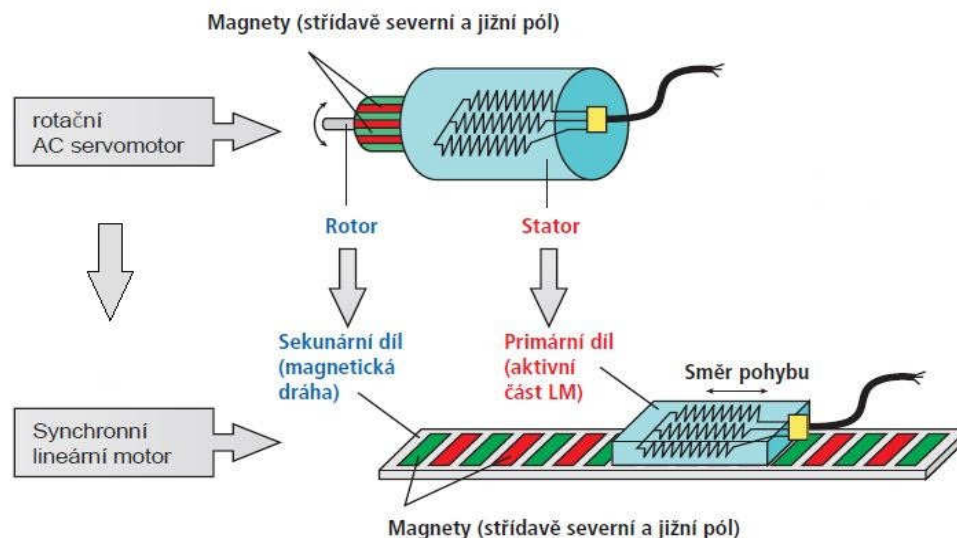
Princip lineárního motoru

Lineární motor pracuje na indukčním principu. Můžeme si ho představit jako klasický rotační motor rozvinutý do roviny, který umožňuje přímočarý pohyb bez zprostředkujícího převodu. Statorem je u lineárních motorů označován primární díl a rotorem sekundární díl. Primární část je tvořena stejně jako u klasických strojů feromagnetickým svazkem složeným z elektrotechnických plechů a trojfázového vinutí uloženého v jeho drážkách. Proti primárnímu dílu je konstrukčně uspořádána sekundární část tvořená permanentními magnety, které jsou nalepené na ocelové podložce. Pokud přivedeme do primární části (jezdce) proud, vznikne magnetické pole mezi oběma částmi a dojde k pohybu jezdce. Pro správné polohování a řízení se používají číslicové regulátory. [9, 21]

Výhody a nevýhody lineárních motorů

- ✓ rychlost posuvu - až 20m/s
- ✓ přesnost polohování – až 1 mikrometr
- ✓ opakovatelnost – s jakou přesností se po projetí dráhy dokáže vrátit na referenční bod
- ✓ lepší dynamika
- ✗ pořizovací náklady – dáno také malosériovou výrobou
- ✗ zachycení relativně vysoké přitažlivé síly mezi primárním a sekundárním dílem
- ✗ větší energetická náročnost

- ✗ přívod energie – problém s vedením kabelů dodávajících energii do pohyblivé části motoru
- ✗ mechanická konstrukce – uchycení motoru a uspořádání mechanického vedení

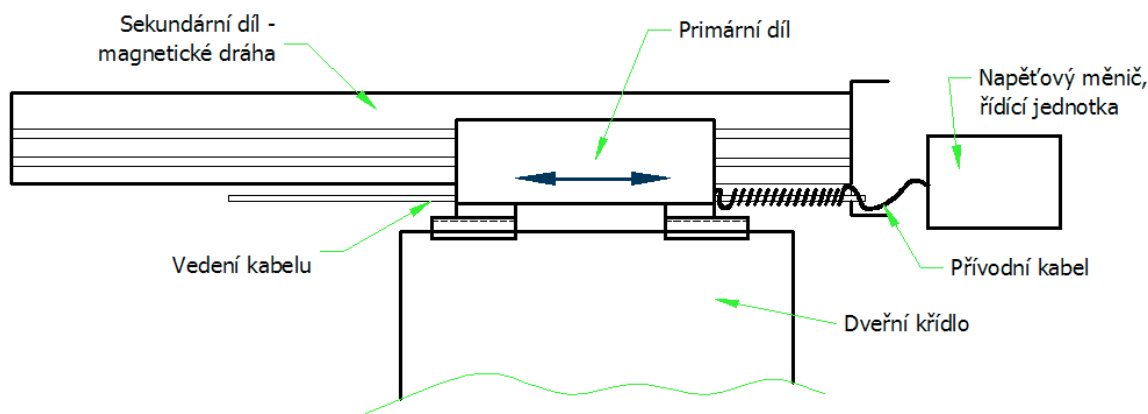


Obr. 12 – Fyzikální princip lineárního elektromotoru [9]

Lineární elektromotor pro pohon posuvných dveří

Při vhodné volbě lineárního elektromotoru, který v sobě má integrováno pojezdové i samotné pohonné ústrojí, se konstrukce značně zjednoduší. Odpadá totiž nutnost použití pojezdových kladek a vodící kolejnice. To je integrované v elektromotoru nebo se pojezdové kladky nemusí použít vůbec. V tom případě jako vodítka slouží prizmatické drážky.

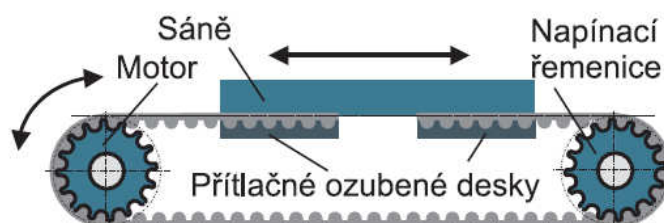
Pro aplikaci posuvných dveří je tato varianta nevhodná a nemá uplatnění při stavbě kolejových vozidel. Důvodem jsou výše uvedené nevýhody, obzvláště obrovské pořizovací náklady a energetická náročnost v porovnání s jinými variantami. Paradoxně další její nevýhodou je vysoká přesnost. Se zvyšujícím se zájmem o lineární elektromotory a zvyšující se výrobou, pořizovací náklady klesají. V budoucnu, kdy cena klesne na přijatelnou hranici, se možná setkáme i s touto variantou řešení posuvu dveří.



Obr. 13 – Lineární elektromotor pro pohon posuvných dveří

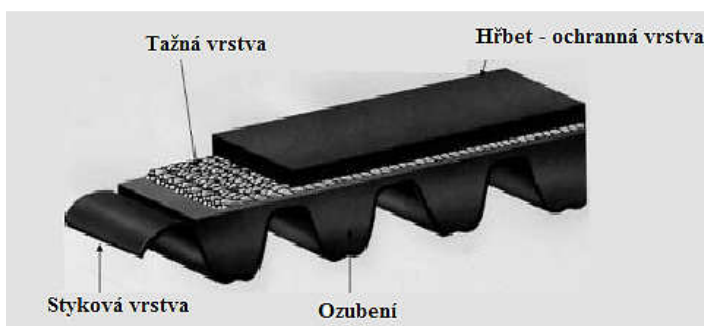
5.2 Převod synchronním (ozubeným) řemenem

Synchronním řemenovým převodem se rozumí převod s tvarovou vazbou ozubeného řemene a řemenice, jenž představuje spojení výhod řemenových, ozubených a řetězových převodů. Na rozdíl oproti převodům s klínovými nebo plochými řemeny nedochází ke skluzu a mezi hnací i hnanou řemenicí je konstantní převodový poměr. Oproti řetězovým převodům se obvodová rychlost a zrychlení v čase znatelně nemění. Ozubené řemeny není nutné v průběhu provozu dopínat tak často a takovými silami jako u klínových a plochých řemenů. Díky tomu se zvýší životnost řemene a dochází rovněž k nižšímu namáhání ložisek. Chod řemenu je plynulý, méně hlučný a není nutné ho mazat, čímž se šetří čas, náklady na maziva a také nedochází k znečištění okolního prostředí. Nevýhodou je nutnost pojištění řemene proti axiálnímu posunutí. Účinnost se pohybuje okolo **97 až 99 %**. [6]



Obr. 14 – uspořádání převodu ozubeným řemenem [11]

Ozubený řemen se skládá z ozubení a stykové, tažné a ochranné vrstvy. Ozubení, jehož povrch je pokryt stykovou vrstvou, zajišťuje tvarový styk. Tažná vrstva se nachází v místě roztečné plochy řemenu, a jejím účelem je přenášet obvodovou sílu. Tažná vrstva je tvořena ocelovými lanky, kevlarovými nebo skelnými vlákny. Ochranná vrstva chrání řemen před vnějšími vlivy, mechanickým nebo chemickým poškozením.



Obr. 15 – Vrstvy ozubeného řemene [22]

Podle materiálu, ze kterého je vyrobeno ozubení, se rozlišují řemeny neoprenové (pryžové) nebo polyuretanové. Pryžové řemeny mají tažnou vrstvu tvořenou skelnými vlákny. Povrch ozubení je chráněn stykovou vrstvou z grafitem impregnované tkaniny. Polyuretanové řemeny mají vysokou odolnost vůči stárnutí a chemikáliím. Tažná vrstva je z ocelového drátu nebo kevlarových vláken, což výrazně zvyšuje jejich pevnost v tahu. [11]

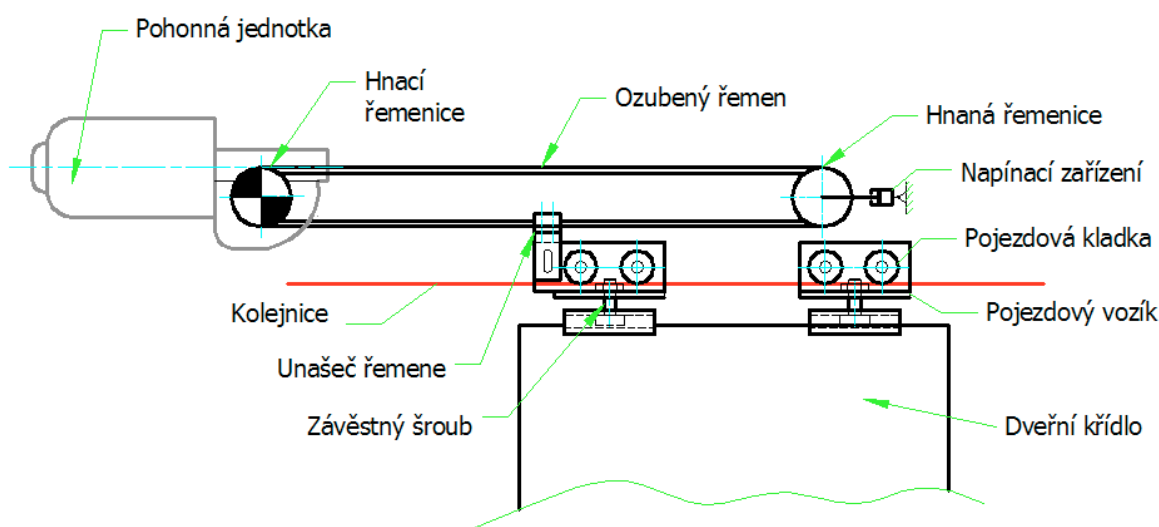
Aplikace ozubeného řemene má mnoho výhod oproti jiným variantám převodu otáčivého pohybu na pohyb přímočarý. V porovnání s pohybovým šroubem lze dosáhnout výrazně delších pohybových drah. Pohybové šrouby jsou výrobně dražší, dlouhý šroub se při větších rychlostech a otáčkách snadno příčně rozkmitá. Řešení s pastorkem a ozubeným hřebenem zase vyžaduje přesné seřízení ozubených segmentů, přičemž v ozubení vždy vzniká vůle. Ale díky pružnosti řemenu se vůle v ozubení kompenzuje a neprojevuje se. Oproti řetězům je výhodou řemenů čistý provoz, malá hmotnost, tichý a plynulý chod.

Ozubený řemen pro pohon posuvných dveří

V horní části je křídlo zavěšeno do mechanismu s lineárním vedením (kolejnice s pojezdovým vozíkem). Pohyb křídla zajišťuje přes převod ozubeným řemenem elektromotor s integrovanou převodovkou. Vlastní řízení pohonu a funkce dveří zajišťuje elektronický řídicí systém. Dolní vedení je tvořeno vodítkem, které je uchyceno ve spodní části křídla dveří a vodící lištou uchycenou v podlaze.

V současnosti se jedná o nejpoužívanější metodu pohonu posuvných dveří v interiéru vlaku. Jeho obrovskou výhodou oproti jiným variantám je určitá poddajnost systému. Ozubený řemen je pružný prvek, díky čemuž lze snadno kompenzovat výrobní nepřesnosti a vzniklé vůle. Na trhu je velké množství typů ozubených řemenů vyrobeny z různých materiálů. Mají zaručenou vysokou odolnost proti mechanickému i chemickému opotřebení i vysokou životnost, což v konstrukci kolejových vozidel je nutností. Celý pohonný systém nevyžaduje speciální údržbu ani mazání, pouze běžnou revizní kontrolu a případné dopínání řemene.

V porovnání s jinými variantami zabírá tento systém poměrně malý prostor, má malou hmotnost a lze použít typizované komponenty.



Obr. 16 – Schéma uspořádání pohonu ozubeným řemenem

5.3 Převod s pohybovým šroubem

Elektrický pohon s trapézovým pohybovým šroubem

Pohybové šrouby a matice jsou běžně používány pro převod rotačního pohybu na lineární. Konstrukčním uspořádáním lze omezit mechanické vůle a zvýšit tuhost zařízení. U pohybových šroubů se používají různé typy závitu, velmi časté je použití lichoběžníkového rovnoramenného závitu nebo metrického závitu (pro malé rozměry šroubu). Většina závitů má nevýhodu ve velmi nízké účinnosti, způsobené třením.

Účinnost pohybových šroubů závisí na velikosti stoupání šroubu a na velikosti tření v závitu mezi maticí a šroubem. Rostoucím stoupáním a poklesem pasivních odporů se zvyšuje jejich účinnost. Tření v závitu je velmi nepříznivé, protože je zdrojem tepla a s ním související tepelné dilatace, které jsou v případě přesného chodu nežádoucí. [24]



Obr. 17 – Trapézový pohybový šroub [24]

Elektrický pohon s kuličkovým pohybovým šroubem [10, 24]

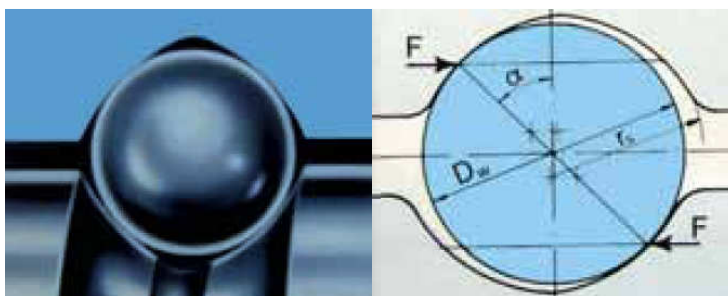
Kuličkové šrouby jsou konstrukční prvky pohybových ústrojí, převádějí rotační pohyb na přímočarý s vysokou účinností. Vyznačují se vysokou tuhostí, přesností, spolehlivostí a trvanlivostí. Princip pohybu kuličkového šroubu je dán odvalováním přesně vyrobených ocelových kuliček v přesné drážce, která tvoří šroubovici, mezi hřídelí (šroubem) a maticí. Drážka na hřídeli má v podstatě funkci vnitřní oběžné dráhy a drážka v matici odpovídá vnější oběžné dráze, po níž se odvalují přesné ocelové kuličky.

Kuličkové šrouby jsou používány v celé škále odvětvích a aplikacích průmyslové výroby jako mohou být obráběcí a tvářecí stroje, vstřikovací lis, balící stroje, zdvihací zařízení, manipulační a automatizační technika, zdravotnická technika, automobilový průmysl, letecký průmysl, aj.

Kuličkový šroub je složen ze šroubu poháněného motorem, posuvné matice a zařízení zajišťujícího oběh kuliček. Na rozdíl od kluzných šroubů, které se vyznačují vyšším součinitelem tření a tím nižší účinností, přemění kuličkový šroub zpravidla až cca 90 % točivého momentu motoru na axiální posuvnou sílu. K této vysoké účinnosti přispívá hřídel s přesnou válcovanou nebo broušenou šroubovou drážkou, která je vyrobena po

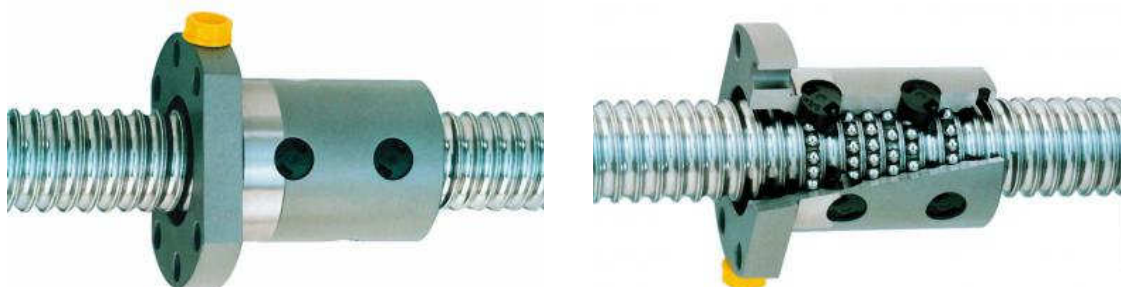
celé délce hřídele, a matice s odpovídající vnitřní drážkou. Kuličky, které se pohybují v drážce mezi hřídelí a maticí, tím vyvolávají lineární pohyb hřídele nebo matice.

Jedním z nejdůležitějších dílů každého kuličkového šroubu je zařízení, které vrací kuličky, jež dosáhly konce oběžné dráhy uvnitř matice, zpátky na začátek dráhy, a zajistí tak jejich oběh. Zpravidla je k tomu účelu určena vnější vratná trubka, která spojuje konec matice s jejím začátkem, tím se uzavírá okruh obíhajících kuliček.



Obr. 18 – Bodový styk kuliček tzv. gotický profil [24]

Materiály kuličkových šroubu jsou nabízeny v různém provedení dle požadavků na samotné zařízení. Hřídele se šroubovou drážkou, matice, kuličky a systém oběhu kuliček jsou zpravidla vyráběny z uhlíkové nebo nerezové kalené ocele. V některých případech jsou použity jiné speciální kompozitní materiály nebo kombinace různých materiálu včetně vytvoření speciálních ochranných povlaků na styčných plochách, aby bylo možné splnit zvláštní požadavky kladené na zařízení.



Obr. 19 - kuličkový šroub SKF – úplná sestava (vlevo), řez (vpravo) [10]

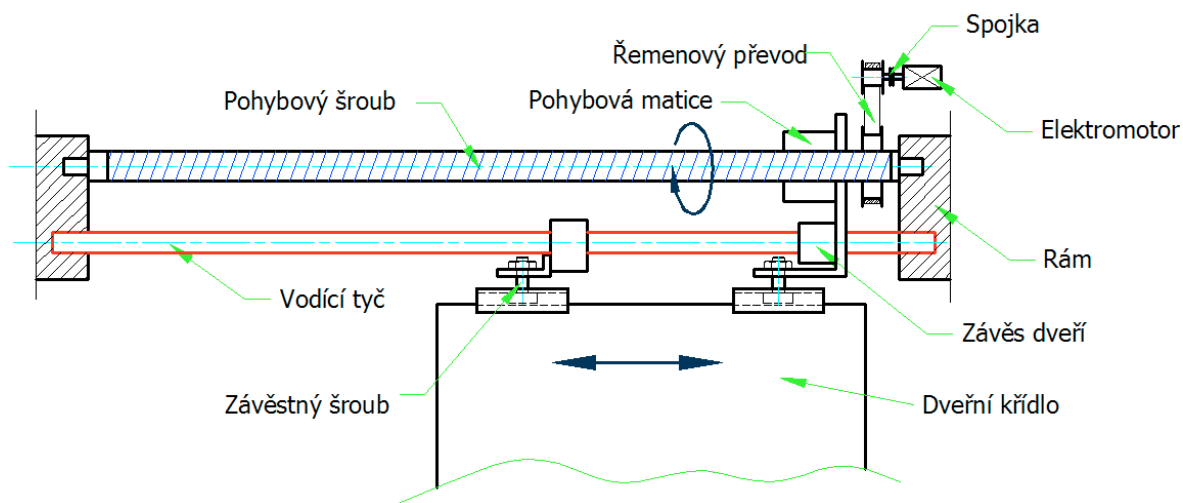
Pohybový šroub pro pohon posuvných dveří

Pro pohon posuvných dveří v interiéru vlaku je provedení pomocí pohybového šroubu nevhodné především kvůli vysoké hmotnosti a pořizovací ceně. Vnitřní dveře jsou většinou jednoduché a lehké konstrukce, kde by pohon pohybovým šroubem působil příliš masivně a předimenzovaně. Ovšem u externích a mezivozových dveří, které jsou často dvoukřídlové, lze tuto variantu pohonu použít.

Pro aplikací posuvných dveří, má však použití pohybového šroubu mnoho negativ, mezi které patří již zmíněná vysoká hmotnost, velké pořizovací náklady, dále to mohou být omezená výrobní délka, zbytečně velká přesnost polohování, velké setrvačné momenty a s tím spojená větší náročnost na výkon pohonu, nutnost přesného uložení

hřídele v axiálním i radiálním směru. Výhody provedení pohybovým šroubem je možnost použití velkého množství typizovaných dílů, velké zatížení a vysoká přesnost chodu.

Dveře jsou přichyceny přes závěsné prstence (závěs dveří) k vodící tyči, po které se pohybují. Hnacím elementem zde slouží pohybový šroub, který se otáčí, po něm se posouvá pohybová matice. Ta je pevně spojena se závěsným prstencem. Na obr. 20 je znázorněno zjednodušené schéma pohonu posuvných dveří pomocí pohybového šroubu.

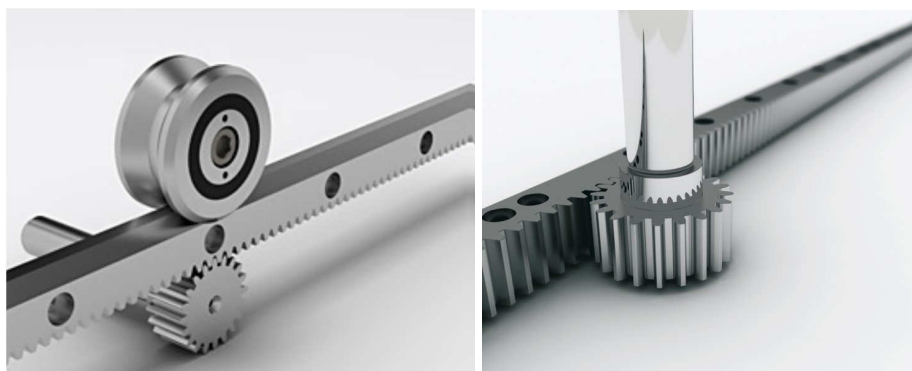


Obr. 20 - Pohybový šroub pro pohon posuvných dveří

5.4 Převod ozubeným hřebenem

Základní částí tohoto mechanismu je pastorek a ozubený hřeben. Jedná se podstatě o 2 ozubená kola, přičemž jedno kolo má průměr základní kružnice roven nekonečnu. Obě části jsou vyrobeny z kalené oceli. Velikosti hřebenových pohonů jsou dány typizovanými řady výrobců, rovněž vychází z normovaného tvaru zubu pastorku a hřebene. Jedná se o nepřímý lineární pohon. Ozubený hřeben je pevně spojen s konstrukcí posuvných dveří, pastorek je přes převodové ústrojí poháněn elektromotorem. Tím dochází k požadované přeměně rotačního pohybu na pohyb lineární.

Hřebenové převody jsou schopny dosáhnout velmi dobré opakovatelnosti a přesnosti. Výrobní náklady těchto základních částí jsou výrazně vyšší oproti jiným mechanismům, avšak je zde zaručená přesnost chodu. Pro pohon posuvných dveří je obrovskou nevýhodou vysoká hmotnost mechanismu a jeho hluchost při provozu.



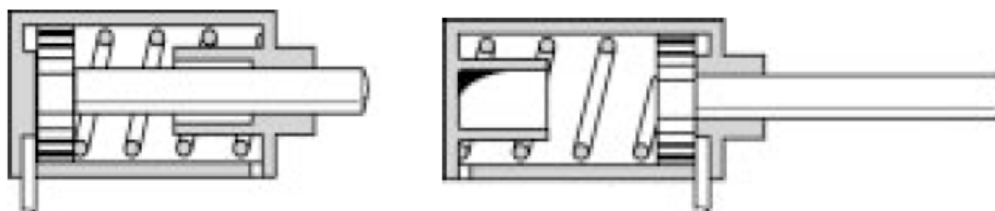
Obr. 21 – Pohon ozubeným hřebenem [25]

5.5 Pneumatický pohon

Energie stlačeného vzduchu je pneumatickými motory transformována na mechanickou energii přímočarého nebo otáčivého pohybu. Lineární pohyb se realizuje pomocí pneumatického válce. Válce různých konstrukcí a provedení jsou velmi rozšířenými prvky používanými k realizaci lineárního pohybu v různých průmyslových odvětvích. Dle základního konstrukčního provedení se dělí na jednočinné a dvojčinné pneumatické válce.

Jednočinné pneumatické válce

U jednočinných pneumatických válců působí tlakový vzduch jen na jednu stranu pístu, takže mohou vykonávat mechanickou práci pouze v jednom směru pohybu. Zpětný pohyb je realizován silou pružiny nebo jinou vnější silou, která musí být dostatečně veliká, aby vratný pohyb pístu proběhl s dostatečnou rychlostí. Zdvih jednočinných pneumatických válců je omezen právě použitelnou délkou pružiny. Síla šroubové pružiny působí proti síle vyvinuté tlakem vzduchu na plochu pístu, přičemž je výsledná využitelná síla menší o sílu pružiny. Na obr. 22 jsou varianty umístění šroubové pružiny a s tím související použití pneumatického válce. [26]

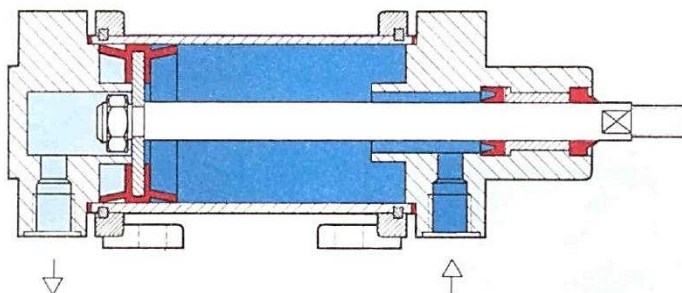


Obr. 22 - Jednočinný pneumatický válec - se zasunutou pístnicí v klidové poloze (vlevo), s vysunutou pístnicí v klidové poloze (vpravo) [26]

Dvojčinné pneumatické válce

Ve dvojčinném pneumatickém válci působí stlačený vzduch na píst střídavě v obou směrech. Výhodou proti jednočinným válcům je velký zdvih, rychlý a rovnoměrný zpětný chod. Zdvih těchto válců je teoreticky omezen pouze s ohledem na průhyb a vzpěrnou délku pístnice. Dvojčinné pneumatické válce se používají tam, kde mechanismus i při

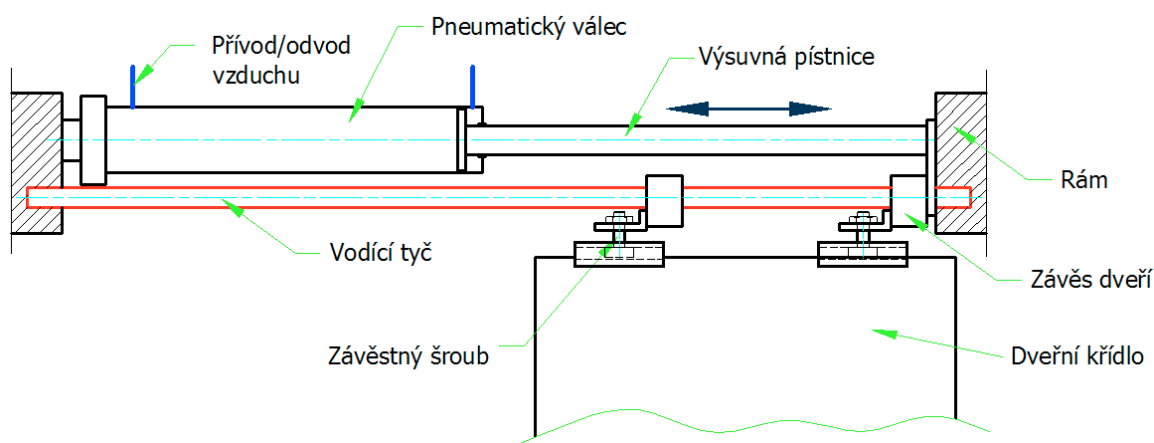
zpětném pohybu má vykonávat práci. Pracovní pohyb pístu není ovlivňován zpětnou pružinou. Při zasouvání pístnice vyvinou dvojčinné pneumatické válce menší sílu než při vysouvání, protože účinná plocha pístu je menší o plochu danou průměrem pístnice. [26]



Obr. 23 – Dvojčinný pneumatický válec [26]

Pneumatický pohon posuvných dveří

Pohon posuvných dveří řešený pneumatickým válcem má větší nároky na zástavbový prostor, což v dnešní době je velkou přítěží. Dnes je snahou konstruktéra kolejových vozidel zastavět různými komponenty co nejmenší prostor a zároveň minimalizovat hmotnost samotných zařízení. Pneumatický válec musí mít délku o něco převyšující velikosti průchodu (délka pojezdu). Taktéž hmotnost válce a uchycovacích prvku je v podstatě vyšší. Je zde potřeba robustnější konstrukce rámu a úchytných konzol. Systém je celkově náročnější na údržbu. Naopak jeho obrovskou předností je jednoduchá možnost vyřazení systému z provozu např. při poruše nebo selhání přívodu energie. Této vlastnosti se v současnosti využívá v kombinaci ručního a pneumatického ovládání. Tlakový vzduch pro pohon dveří se získá z centrálního rozvodu vzduchu, který je standardně přiváděn do WC buňky k vakuovému splachování. Energetická náročnost na provoz je ve srovnání s elektrickým pohonem nižší.



Obr. 24 – Schéma pneumatického pohonu posuvných dveří

5.6 Hydraulický pohon

Pracovním médiem hydraulických systému je kapalina – hydraulický olej. Systém může dosáhnout obrovských sil podle použitého hydraulického válce. Pro rozvod energie je nutné uzavřený hydraulický okruh, který je složen z mnoha řídících, ovládacích a pojišťovacích komponentů.

Pro aplikací pohonu posuvných dveří v interiéru vlaku (WC buňka) se jedná pouze o teoretický případ. Pro pohon posuvných dveří je tento způsob pohonu zcela nevhodný kvůli případné poruše a kontaminaci prostoru kapalinami používanými jako médium pro přenos energie. Dveře není nutné ovládat tak velkou silou jakou nabízí tento systém.

5.7 Zhodnocení variant pohonu

Při hodnocení jednotlivých variant, byly porovnány veškeré přednosti i zápory. Některé varianty se jeví jako zcela nevhodné a nepoužitelné, přičemž pro aplikací pohonu posuvných dveří do interiéru vlaku (WC buňky) se nedají použít z důvodů své složitosti nebo enormních nákladů. Jednoznačné stanovení nejlepších varianty nelze určit, neboť každá má své pro a proti. Ovšem dle požadavku na posuvné dveře do interiéru byla vybrána varianta pohonu pomocí ozubeného řemene, která se jeví jako nejvhodnější.

5.8 Morfologická matice

Morfologická matice má za úkol přehledně znázornit jednotlivé vlastnosti a funkce, které vykonává zařízení. Následně se pro každou funkci vybere nejvhodnější řešení a v matici se zvýrazní. Je nutné brát ohledy nejen na funkční a konstrukční stránku, ale také zahrnout do výběru finanční zatížení, bezpečnost, apod.

	Dílčí funkce	Orgány - nositelé funkcí					
		1.	2.	3.	4.	5.	6.
01	Otevírání dveří - ZAJISTIT	kontaktním tlačítkem	dotykový snímač	bezkontaktní pohybový senzor	ruční ovládání		
02	Zavírání dveří – ZAJISTIT	kontaktním tlačítkem	dotykový snímač	bezkontaktní pohybový senzor	ruční ovládání		
03	Blokování dveří při obsazenosti WC - UMOŽNIT	mechanický	elektronický				
04	Úplné blokování dveří (uzamčení) - UMOŽNIT	mechanický	elektronický				
05	Krajní poloha dveří – VYMEZIT	kontaktní senzor (spínač)	bezkontaktní kapacitní senzor polohy	bezkontaktní indukční senzor polohy	optický senzor polohy		
06	Sevření osoby - ZAMEZIT	pomocí Hallova snímače	tlačkový spínač s tlakovou lištou	radarová pohybová čidla	infračervená pohybová čidla	spínací lišta	optické brány
07	Pohon zařízení – ZAJISTIT	elektromotor s kuželovou převodovkou	elektromotor se šnekovou převodovkou	krokový elektromotor	lineární elektromotor	pneumatický motor (válec)	hydraulický motor (válec)
08	Ochrana přetížení motoru - ZABEZPEČIT	mechanický (spojkou)	nadproudová ochrana				
09	Převod rotačního pohybu el.motoru na pohyb přímočarý – ZAJISTIT	ozubeným řemenem	pohybovým šroubem trapézovým	pohybovým šroubem kuličkovým	ozubeným hřebem	klinovým řemenem	lanovým převodem
10	Napínání řemenice – UMOŽNIT	není použito	pružinou	šroubem	excentrem		
11	Materiál dveřního křídla - ZAJISTIT	hliníkový rám + výplň	sendvičový mat. HPL + tvrzená pěna	sendvičový mat. HPL + voština	laminát		

Tab. 2 – Morfologická matice

6. Návrh konstrukce dveřního křídla s pojezdovým ústrojím

6.1 Materiál dveřního křídla

Dveřní křídla se vyrábějí z materiálu sendvičové konstrukce. Tyto konstrukční materiály jsou v současnosti velmi používané i v konstrukci interiéru kolejových vozidel. Vyznačují se vysokou ohybovou pevností a tuhostí při zachování velmi nízké hmotnosti. Manipulace s materiálem je velmi přívětivá, snadno se dělí na konečný požadovaný rozměr a bez komplikací do něj lze vrtat. Vnější vrstva je již nalakována v požadovaném dekoru a barvě podle přání zákazníka. Výrobci nabízí obrovskou škálu dekoru a barev i různé kombinace.

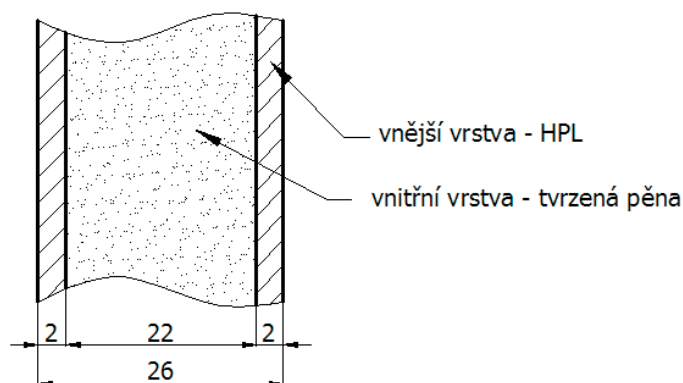
Sendvičové materiály jsou vrstvené materiály, které se vyrábí lepením jednotlivých vrstev s následným slisováním. Vnější vrstvy tvoří tenké hliníkové desky nebo lamino, případně jiné kompozity např. HPL (umakart). Tyto vrstvy jsou pevné a tuhé, musí přenášet zatížení tahovými a tlakovými silami. Jádrem sendviče je tvořeno z materiálu o relativně velmi nízké hustotě, jakož jsou různé tvrzené pěny (tvrzený polyetylén) nebo voštinové výplně. Byl vybrán sendvičový materiál s vnější vrstvou z HPL a jádrem z tvrzeného polyetylénu.

HPL - umakart

HPL jsou vysokotlaké lamináty (dříve známe pod názvem umakart), které mají všestranné využití. V kombinaci s plošnými nosnými materiály se zpracovávají do sendvičových desek. HPL laminát se vyrábí z pryskyřicí tvrzených celulózových pásů a tvrzených dekorativních papírů, které jsou za tepla lisovány pod obrovským tlakem. Materiál je odolný proti vodě i chemikáliím, snadno udržovatelný, má vysoce tvrdý povrch čímž dobře vzdoruje mechanickému poškození. Díky těmto vlastnostem má uplatnění jak v domácnostech, tak v průmyslových aplikacích. Příkladem použití je výroba nábytku, aplikace dveří, stavba lodi a vozidel, obložení interiéru i exteriéru, apod.

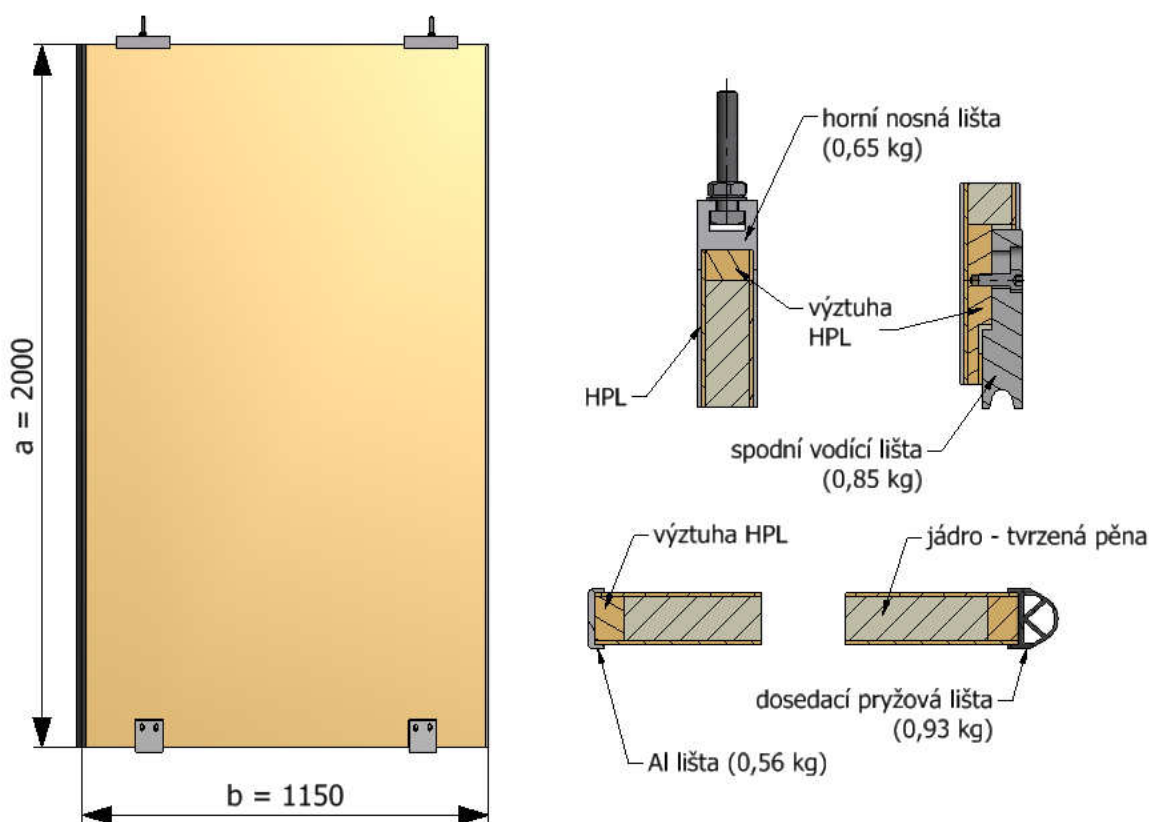
6.2 konstrukce dveřního křídla

Jak již bylo uvedeno v předchozí kapitole, dveřní křídlo je vyrobeno ze sendvičového materiálu. To znamená, že je vytvořeno z vrstev různých materiálů s rozdílnými vlastnostmi. Průřez dveřního křídla i s navrženými rozměry tloušťek je na obr. 25. Celková tloušťka je 26 mm, přičemž tloušťka vnějších vrstev je 2 mm a vnitřní vrstvy 22 mm.



Obr. 25 – Průřez sendvičového materiálu

Rozměry dveřního křídla jsou uvedeny na obr. 26. Okraje dveří jsou zpevněny výztuhou z HPL materiálu, a to hlavně v místech horní nosné lišty a spodní vodící. Dosedací hrana je opatřena pryžovou těsnící lištou, kompenzuje vůle a rázy při dovření dveří. Nosná lišta slouží k zavěšení dveřního křídla na pojezdovém ústrojí. Lišty jsou k výplni dveřního křídla nalepeny nebo přišroubovány. Z důvodů kompenzace vzniklých vůlí a nepřesností je spodní vodící lišta stavitelná pomocí oválné drážky a v případě bočního vymezení lze vypodložit plíšky na požadovanou úroveň.



Obr. 26 - Dveřní křídlo s použitými lištami

6.3 Projekční návrh a volba pojezdových kladek

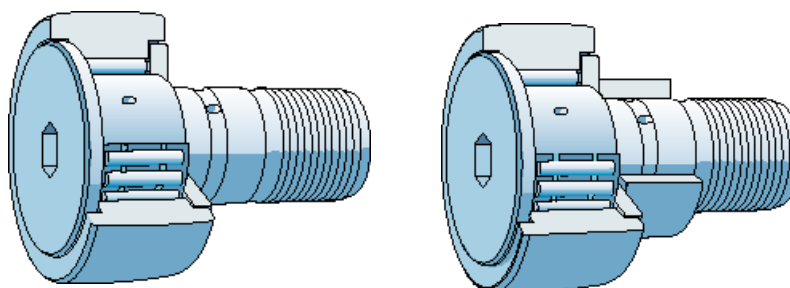
Při návrhu pojezdového ústrojí, byla snaha o použití typizovaných pojezdových kladek od známých výrobců. Toto řešení je daleko jednodušší na výrobu. Pojezdovým

ústrojím se rozumí pojezdové kladky a kolejnice, které slouží nejen pro pojezd ale i jako nosník. Ke kolejnici jsou přichyceny veškeré komponenty pojezdu a pohonu. Jsou vyráběny protlačováním, díky čemuž lze dosáhnout i značně složitých profilů. V kolejnici jsou vytvořeny T drážky pro snadné uchycení a vymezení veškerých komponentů.

V této kapitole jsou uvedeny možné projekční varianty pojezdového ústrojí pro posuvné dveře.

Varianta A

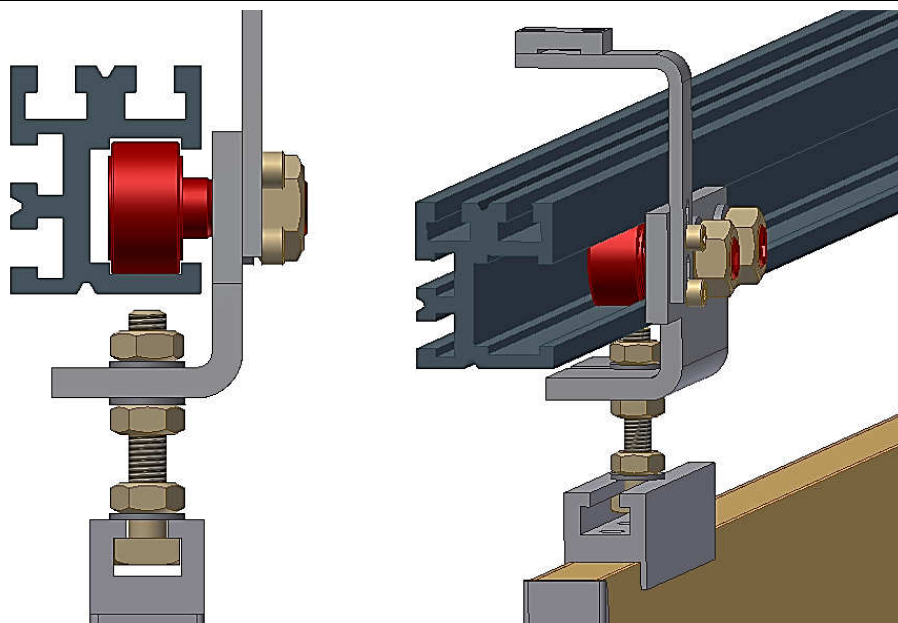
Pojezdové kladky mají vnitřní konstrukci velice podobnou jehlovým nebo válečkovým ložiskům. Charakteristické je pro ně tlustostěnný vnější kroužek, který umožňuje přenášet rázová zatížení a omezuje deformační a ohybová napětí. Vnitřní prostor kladek je naplněn trvanlivým mazivem a uzavřen buď jednoduchým labyrintovým těsněním, nebo kovovým labyrintovým bezkontaktním těsněním odolným proti poškození. Čep se závitem slouží ke snadnému uchycení kladky do rámu a jeho zajištění pomocí klasické nebo pojistné matice. Na čep kladky může být nalisováno excentrické pouzdro umožňující vystředění kladky v radiálním směru [27].



Obr. 27 – SKF pojezdová kladka se souosým čepem (vlevo), s excentrickým pouzdem (vpravo) [27]

Pro variantu A byly pojezdové kladky vybrány z katalogu firmy **SKF**. Katalogový list, kde jsou uvedeny rozměry a mezní hodnoty kladky, je uveden v příloze 1 této práce. Byla zvolena pojezdová kladka **KR 35 B** o velikosti vnějšího průměru $D = 35$ mm.

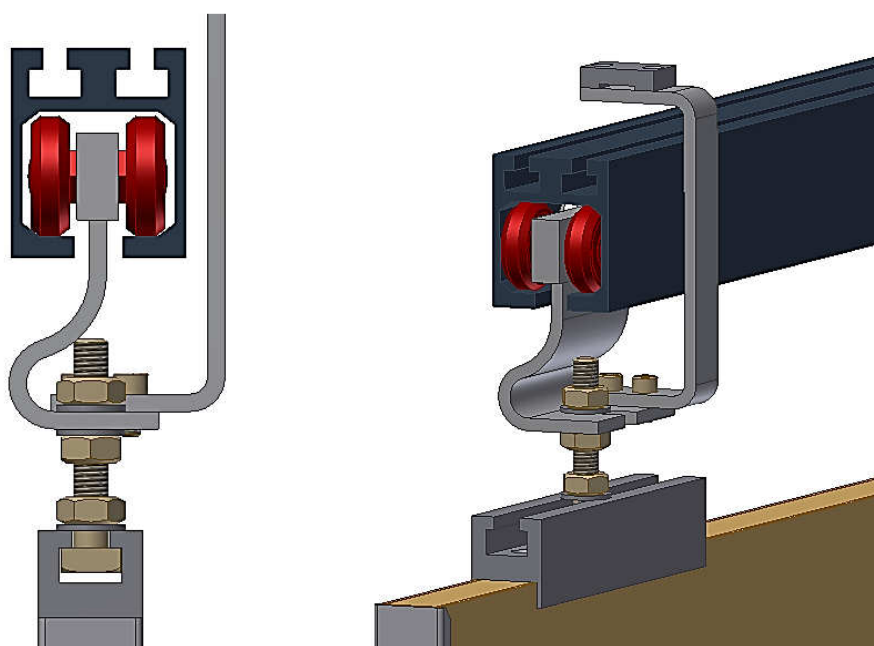
Na obr. 28 je zobrazeno umístění pojezdové kladky SKF a celý závěs posuvných dveří. Je nutné, aby vektor síly tíhy dveří působil v ose odvalování pojezdové kladky a kolejnice. Je velmi nežádoucí, aby zde vzniklo rameno, které by způsobilo dodatečný ohyb celého dveřního křídla. Tím by docházelo k nepříznivému axiálnímu namáhání pojezdových kladek. Axiální posouvání kladky v kolejnici je zajištěno malým osazením na kolejnici (viz obr. 28).



Obr. 28 – Pojezdové ústrojí – varianta A

Varianta B

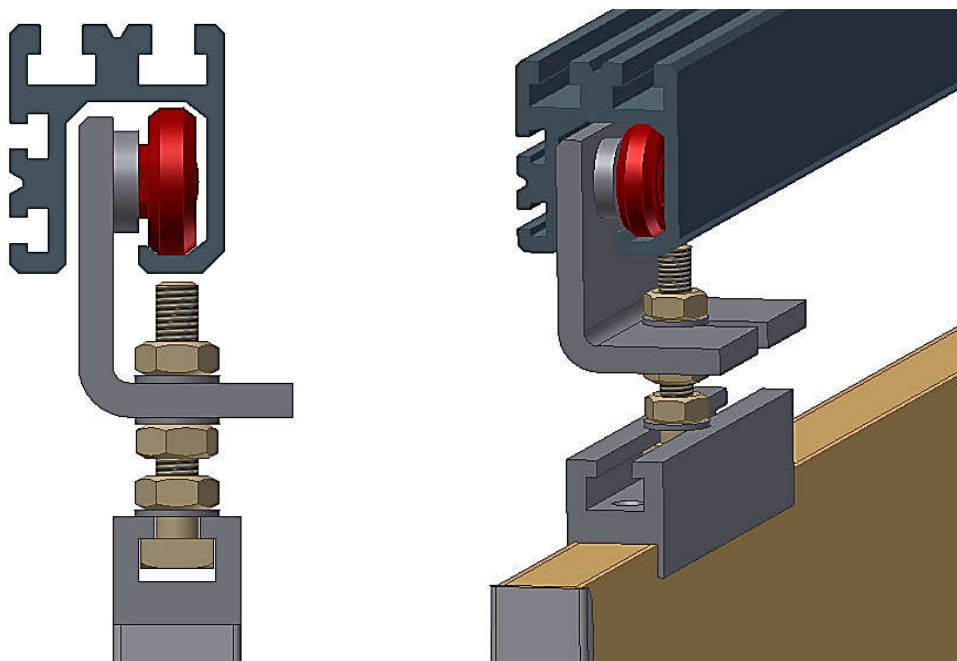
Tato varianta vychází z uzavřeného profilu pojezdové kolejnice. Uvnitř této kolejnice se pohybuje odvalováním kladek posuvný vozík, který je tvořen čtyřmi pojezdovými kladkami. Kladky jsou přes kuličková ložiska přišroubována k tělu vozíku a proti povolení zajištěná speciálním lepidlem. Vnější pojezdový kroužek kladek je možno z důvodu snížení hluku opatřit vrstvou polyuretanu nebo jiného pevnějšího plastu. Kladky byly vybrány od firmy **Rollon** [28], která se zabývá řešením pojezdových lineárních vedení. Katalogový list, kde jsou uvedeny rozměry a mezní hodnoty kladky, je uveden v příloze 2 této práce. Byla navržena pojezdová kladka **CPN43-2Z** o velikosti vnějšího průměru $D = 35 \text{ mm}$.



Obr. 29 - Pojezdové ústrojí – varianta B

Obr. 30 - Pojezdová kladka Rollon **CPN43-22**Varianta C

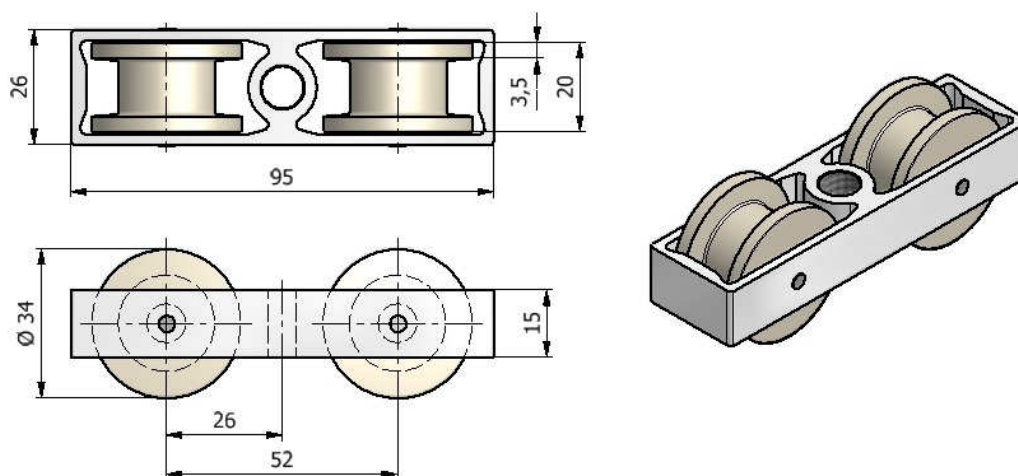
Toto řešení vychází z předešlé varianty B. Je zde ovšem použito poloviční množství pojezdových kladek (viz obr. 31). Jsou zde použity také kladky Rollon **CPN43-22** o velikosti vnějšího průměru $D = 35$ mm.



Obr. 31 - Pojezdové ústrojí – varianta C

Varianta D

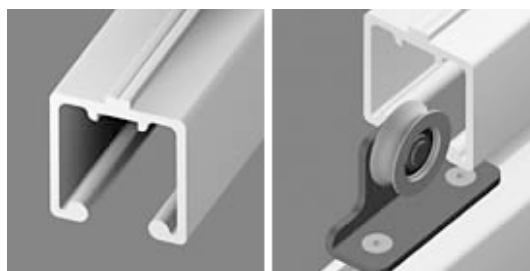
Tato varianta taktéž vychází z uzavřeného profilu pojezdové kolejnice. Uvnitř této kolejnice se pohybuje odvalováním kladek posuvný vozík, který je tvořen čtyřmi pojezdovými kladkami. Přes kuličková ložiska jsou kladky ukotvené k tělu vozíku. Ve středu posuvného vozíku je otvor se závitem, k němuž se připevní pomocí šroubu samotné dveřní křídlo. Tento pojezdový vozík je typizované řady, vyrábí jej firma Häfele, která se zabývá mimo jiné i pojezdovým ústrojím posuvných dveří. Výhodou této varianty je použití typizované řady, tím odpadá výroba jednoho komponentu. Ovšem její nevýhodou je, že není zaručená životnost, trvanlivost a odolnost samotných kladek, neboť tyto pojezdové vozíky jsou primárně určeny pro nábytkářský a stavební průmysl.



Obr. 32 – Posuvný vozík fy Häfele

Další možná varianta

Podstatou tohoto řešení je použití typizovaných pojezdových vozíků a k tomu příslušných pojezdových kolejnic (také typizované). Nevýhodou je menší únosnost kolejnic a složitější montáž ostatních komponentů pojezdového a pohybového ústrojí. Toto pojezdové ústrojí je primárně určeno pro nábytkářský a stavební průmysl.



Obr. 33 – Pojezdový vozík fy Minitec [29]

6.4 Hmotnost dveřního křídla a závěsu dveří

Měrná hmotnost sendvičového materiálu se vypočítá jako součet měrných hmotností jednotlivých vrstev.

Měrná hmotnost vnější vrstvy (HPL):

$$\text{– pro tloušťku 2 mm} \quad \rightarrow \quad m_1 = 2,8 \text{ kg/m}^2$$

Měrná hmotnost vnitřní vrstvy (jádro z tvrzené pěny):

$$\text{– pro tloušťku 22 mm} \quad \rightarrow \quad m_2 = 2,42 \text{ kg/m}^2$$

Měrná hmotnost sendviče:

$$m_s = 2 \cdot m_1 + m_2 \quad [\text{kg/m}^2] \quad (6.1)$$

$$m_s = 2 \cdot 2,8 + 2,42 = \underline{8,02 \text{ kg/m}^2}$$

Celková hmotnost dveří se určí jako součet výplně a jednotlivých komponentů zavěšených k této výplni. Jedná se v podstatě o veškeré hmoty konající posuvný

přímočarý pohyb. Hmotnosti jednotlivých komponentů určených pro zavěšení dveří nebo unášeče ozubeného řemenu byly získány z 3D modelu v programu Inventor nebo z příslušných katalogů.

Hmotnost (pro variantu A)

$$m_C = \sum m_i = a \cdot b \cdot m_s + m_L + m_V + m_K + m_Z + m_O \quad (6.2)$$

$$m_C = 2 \cdot 1,15 \cdot 8,02 + 4,5 + 3 + 0,7 + 1,6 + 1 = \underline{29,3 \text{ kg}}$$

m_K hmotnost pojezdových kladek (vozíku), $m_K = 0,7 \text{ kg}$

m_V hmotnost přidavných výztuh dveří, $m_V = 3 \text{ kg}$

m_L hmotnost lemujících lišt, $m_L = 4,5 \text{ kg}$

m_Z hmotnost dílů pro zavěšení dveřního křídla, $m_Z = 1,6 \text{ kg}$

m_O ostatní - drobné díly, šrouby apod., $m_O \approx 1 \text{ kg}$

Konečná celková hmotnost

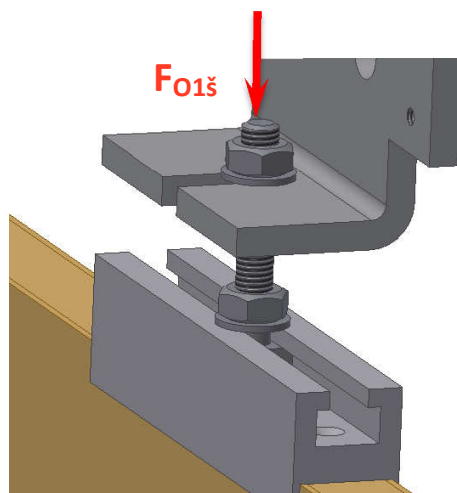
Z důvodu zvýšení bezpečnosti a většího naddimenzování pohonu v následujících výpočtech stanovujeme konečnou hmotnost dveřního křídla a všech zvěšných prvků na maximální přípustnou hodnotu, která je požadována v zadání. Do hmotnosti dveří totiž není zahrnuta hmotnost různých snímačů, kabelového vedení, ovládacích a blokovacích prvků.

$$m = 35 \text{ kg}$$

6.5 Pevnostní kontrola závěsného (kotevního) šroubu dveří

Dveřní křídlo je k pojezdovému vozíku s kladkami zavěšeno pomocí šroubu, který přenáší veškeré síly působící na dveře. Výškově lze dveřní křídlo nastavit přidáním podložek nebo doladěním maticí. Působí zde tíha dveří a závěsů a také dynamické účinky od pohybu dveří. Jelikož zrychlení a samotná rychlost dveří je velmi malá, lze tyto dynamické účinky zanedbat. Pro zvýšení bezpečnosti je možné předepsat vhodné pojištění matice proti povolení (zvýšením předpětí ve šroubu pružnou podložkou, zajištění korunkovou maticí nebo pojištění závitu speciálním lepidlem).

Předpětí ve šroubu F_0 vyvolá tíha dveřního křídla, která působí v ose šroubu. Šroub je současně namáhán silou F_0 na tah a od utažení matice na krut. Příslušné napětí základního namáhání šroubu v tahu a krutu se stanovuje v kritickém průřezu šroubu, což je jádro šroubu. Zde je provedena pouze pevnostní kontrola šroubu, z důvodu poměrně malého zatížení nebyl prováděn návrhový výpočet. Počáteční velikost šroubu jsme určili M 10x1 DIN 479. Pevnostní třída šroubu je 5.6, čemuž odpovídá mez kluzu $Re = 300 \text{ MPa}$.



Obr. 34 – Kotevní šroub dveří

Síla působící na jeden šroub

$$F_{01s} = \frac{m \cdot g}{2} \quad [\text{N}] \quad (6.3)$$

$$F_{01s} = \frac{35 \cdot 9,81}{2} = 171,7 \text{ N}$$

Velikost šroubu

Zvolili jsme šroub M10 x 1 DIN 479.

Geometrické parametry šroubu [4]:

$d = 10 \text{ mm}$ jmenovitý průměr závitu

$d_3 = 8,773 \text{ mm}$ malý průměr závitu

$d_2 = 9,35 \text{ mm}$ střední průměr závitu

$P = 1 \text{ mm}$ rozteč

$\alpha = 60^\circ$ úhel profilu závitu

$s_k = 16 \text{ mm}$ velikost klíče šroubu

$f_z = 0,12$ součinitel tření v závitu

$f_m = 0,17$ součinitel tření mezi maticí a deskou

Úhel stoupání závitu:
$$\psi = \arctg \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{1}{\pi \cdot 9,35} = 1,95^\circ \quad (6.4)$$

Třecí úhel závitu:
$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \alpha / 2} = \arctg \frac{0,12}{\cos 30^\circ} = 7,88^\circ \quad (6.5)$$

Pevnostní kontrola šroubu

Pevnostní kontrola šroubu se provede podle Guestovy pevnostní hypotézy pro namáhání tlakem a krutem, kde namáhání v tlaku je napětí σ_t a v krutu τ .

$$\sigma_t = \frac{F_{Olš}}{S} = \frac{F_{Olš}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \quad [\text{MPa}] \quad (6.6)$$

$$\sigma_t = \frac{171,7}{\frac{\pi \cdot 8,773^2}{4}} = \underline{2,84 \text{ MPa}}$$

$$\tau = \frac{M_R}{W_K} = \frac{F_Z \cdot \frac{d_2}{2} \cdot 16}{\pi \cdot d_3^3} \quad [\text{MPa}] \quad (6.7)$$

$$\tau = \frac{29,75 \cdot \frac{9,35}{2} \cdot 16}{\pi \cdot 8,773^3} = \underline{1,05 \text{ MPa}}$$

$$F_Z = F_{Olš} \cdot \text{tg}(\psi + \varphi) = 171,7 \cdot \text{tg}(1,95 + 7,88) = 29,75 \text{ N}$$

Redukované napětí dle Guestovy pevnostní hypotézy:

$$\sigma_{Red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} \quad [\text{MPa}] \quad (6.8)$$

$$\sigma_{Red} = \sqrt{2,84^2 + 4 \cdot 1,05^2} = \underline{\underline{3,5 \text{ MPa}}}$$

Statická bezpečnost: $k_s = \frac{Re}{\sigma_{Red}} = \frac{300}{3,5} = \underline{\underline{85,7}} \quad (6.9)$

Utahovací moment

$$M_U = M_T = M_{TZ} + M_{TM} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (6.10)$$

$$M_{TZ} = F_{Olš} \cdot \text{tg}(\psi + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2} = 171,7 \cdot \text{tg}(1,95 + 7,889) \cdot \frac{9,35}{2} = 139,1 \text{ Nmm}$$

$$M_{TM} = F_{Olš} \cdot f_m \cdot \frac{D_{TM}}{2} = F_{Olš} \cdot f_m \cdot \frac{s_k + d}{4} = 171,7 \cdot 0,17 \cdot \frac{16 + 10}{4} = 189,7 \text{ Nmm}$$

$$M_U = 139,1 + 189,7 = 328,8 \text{ Nmm} = \underline{\underline{0,3288 \text{ Nm}}}$$

6.6 Kontrola životnosti ložisek – pojezdových kladek

Trvanlivost valivých ložisek je definována jako počet otáček nebo počet provozních hodin, které ložisko vykoná, než se projeví první známky únavy materiálu na kroužcích nebo kuličkách ložiska.

Pro předem zvolené a navržené ložisko (pojezdová kladka) byla provedena jeho kontrola a to především na ekvivalentní zatížení a základní trvanlivost. Kontrola byla provedena pomocí výpočtového formuláře výrobce SKF [33]. Byla zvolena pojezdová kladka (viz kap. 6.3) **KR 35 B** (viz příloha 1). Kladka je zatížena pouze radiální silou od tíhy dveřního křídla a závěsu včetně pojezdových kladek. Použity jsou 4 pojezdové kladky, radiální zatěžující síla F_r pak je:

$$F_r = \frac{m \cdot g}{4} = \frac{35 \cdot 9,81}{4} = 85,8 \text{ N}$$

Ekvivalentní zatížení ložiska a základní trvanlivost

Byla přijata veškerá opatření pro zajištění správnosti tohoto výpočtu, avšak nepřebíráme odpovědnost za jakékoli ztráty nebo škody, ať už přímé, nepřímé nebo následné, které by vznikly z důvodu použití tohoto výpočtu.

Viz část "Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska"

Viz část "Ekvivalentní statické zatížení ložiska"

Ložisko	KR 35 B
C [kN]	9.52
C ₀ [kN]	13.7
F _r [kN]	0.0858
<input type="button" value="Vypočítat"/>	

P [kN]	0.0858	P ₀ [kN]	0.0858
L ₁₀ [Milióny otáček]	6.56E6		

Obr. 35 - Výpočet ekvivalentního zatížení a základní trvanlivost ložiska

Z prvního výpočtu bylo zjištěno ekvivalentní zatížení P a základní životnost ložiska L₁₀. Pro přepočet životnosti na hodiny je důležité znát otáčky ložiska (kladky). Dále se zde zadala viskozita dle použitého maziva (byla určena s ohledem na použité mazivo, $\nu = 375 \text{ mm}^2/\text{s}$) a součinitel znečištění (pro normální prostředí, $\eta_c = 0,5$).

Otáčky pojezdové kladky

$$n_K = \frac{v_P}{\pi \cdot D_K} = \frac{v_P}{\pi \cdot 2 \cdot R_K} \quad [\text{s}^{-1}] \quad (6.11)$$

$$n_K = \frac{0,2}{\pi \cdot 0,035} = 1,82 \text{ s}^{-1} = 109 \text{ min}^{-1}$$

Trvanlivost ložiska

Byla přijata veškerá opatření pro zajištění správnosti tohoto výpočtu, avšak nepřebíráme odpovědnost za jakékoli ztráty nebo škody, ať už přímé, nepřímé nebo následné, které by vznikly z důvodu použití tohoto výpočtu.

Viz část "Trvanlivost podle SKF"

	Ložisko	KR 35 B
Zvolit η_c	d [mm]	16
0.5	D [mm]	35
	C [kN]	9.52
	P _u [kN]	1.56
	P [kN]	0.0858
	n [min ⁻¹]	109
	v [mm ² /s]	375
	Vypočítat	

Rovněž zkontrolujte maximální přípustné dynamické a statické zatížení

	L ₁₀	> 1000000	L _{10h}	> 1000000
--	-----------------	-----------	------------------	-----------

κ	2.3		
v ₁	163		
a _{SKF}	xx	L _{10m}	xx
		L _{10mh}	xx

Starší způsob s a₂₃ pro porovnání

a ₂₃	1.73	L _{10a}	> 1000000	L _{10ah}	> 1000000
-----------------	------	------------------	-----------	-------------------	-----------

Obr. 36 - Výpočet životnosti ložiska

Z výsledku je patrné, že navržené pojezdové kladky naprosto vyhovují. Životnost pojezdové kladky mnohonásobně předčí stanovenou životnost vlakových jednotek, u kterých je předpokládaná doba provozu 30 let.

7. Návrh a výpočet hnacího ústrojí

Cílem této kapitoly je stanovit potřebný elektromotor a provést jeho kontrolu na rozběh. Dále je zde zjištěna celková doba otevírání/zavírání dveří.

Celková účinnost převodu a uložení

Celkovou účinnost celého pojezdového a hnacího ústrojí získáme jako součin účinnosti jednotlivých komponentů. Jelikož účinnost ozubeného řemene není přesně stanovená pro konkrétní typ, ale pouze obecný rozsah, počítalo se s nižší hodnotou.

$$\eta_C = \eta_{OR} \cdot \eta_L^4 \cdot \eta_{LR}^2 \quad [-] \quad (7.1)$$

$$\eta_C = 0,97 \cdot 0,99^4 \cdot 0,98^2 = \underline{0,895}$$

η_{OR} účinnost převodu ozubeným řemenem, $\eta_{OR} = 0,97$ [6]

η_L účinnost ložisek (kladek), $\eta_L = 0,99$

η_{LR} účinnost uložení řemenic, $\eta_{LR} = 0,98$

7.1 Stanovení zatěžujících sil

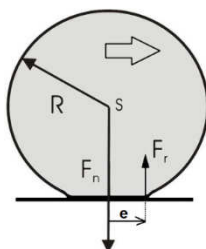
Stanovení jízdního (trakčního) odporu pojezdu

Jízdním, neboli trakčním odporem se rozumí kombinace válivého odporu a čepového tření kola odvalujícího se po podložce. Jízdní odpor je síla, která působí proti pohybu dveří. Po překonání tohoto odporu dojde k rozpohybování dveří. Vlivem válení se materiál podložky a válce deformuje, tím se normálová reakce posouvá vpřed o velikost ramene e (ve směru valení).

$$F_{TR} = F_V + F_{\check{C}} \quad [N] \quad (7.2)$$

$$F_V = m \cdot g \cdot \frac{e}{R_K} \quad [N] \quad (7.3)$$

$$F_{\check{C}} = m \cdot g \cdot \frac{f_{\check{C}} \cdot r_{\check{C}}}{R_K} \quad [N] \quad (7.4)$$



Obr. 37 – Valivý odpor a rameno valivého odporu při deformaci kola [30]

Po dosazení a úpravě:

$$F_{TR} = m \cdot g \cdot \left(\frac{e + f_{\check{C}} \cdot r_{\check{C}}}{R_K} \right) \cdot \chi \quad (7.2)$$

$$F_{TR} = 35 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{0,0005 + 0,02 \cdot 0,008}{0,0175} \right) \cdot 1,6 = \underline{20,7 \text{ N}}$$

F_V síla potřebná k překonání valivého odporu

$F_{\check{c}}$ síla potřebná k překonání čepového tření

e rameno valivého odporu [mm], $e = 0,0005 \text{ m}$ pro materiál ocel na oceli [30]

$f_{\check{c}}$ součinitel čepového tření, $f_{\check{c}} = 0,02$ pro valivá ložiska [30]

χ součinitel nezahrnutých přídatných odporů, $\chi = 1,6$ pro přímkový styk pojezdové kladky s kolejnicí [5]

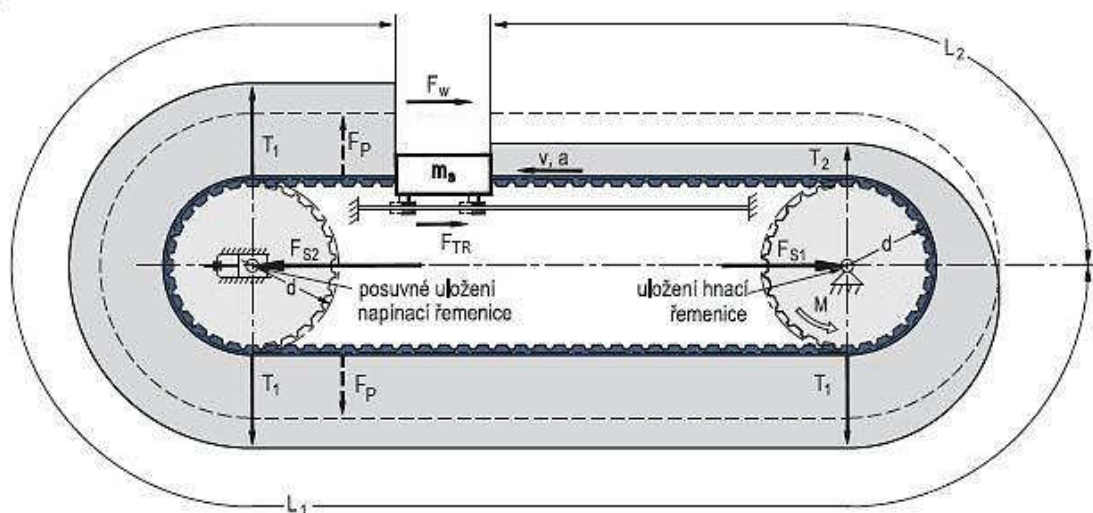
$r_{\check{c}}$ poloměr čepu, $r_{\check{c}} = 8 \text{ mm}$

R_K poloměr pojezdové kladky, $R_K = 17,5 \text{ mm}$

m hmotnost dveřního křídla a závěsu (viz kap. 6.4)

Maximální tažná síla

Maximální tažná síla se vypočítá jako součet jízdních odporů (předešlá podkapitola) a síla předpětí vznikající v ozubeném řemenu. Tuto sílu nelze zanedbat, neboť výrazně ovlivňuje výslednou tažnou sílu. Předpětí zajistí, že odlehčená větev řemenu se při přenosu mechanického momentu neprověsí a že zuby řemenu správně naběhnou na zuby řemenice. Pro převod lineárního pohybu se předpětí doporučuje volit 100 až 120% síly obvodového zatížení (touto silou se rozumí trakční síla F_{RT}) [11]



Obr. 38 – Silové zatížení ozubeného řemene [11]

F_P předpětí

a, v zrychlení a rychlost saní

M hnací moment

F_W vnější síly

m_s hmotnost saní

F_{TR} trakční odpor

F_{S1}, F_{S2} síla na ložiska hnací a napínací řemenice

T_1, T_2 tah v řemenu z jedné a druhé strany saní

L_1, L_2 délky zatížené a odlehčené části řemene

Síla předpětí:

$$F_p = 1,2 \cdot F_{TR} \quad [\text{N}] \quad (7.5)$$

$$F_p = 1,2 \cdot 20,7 = \underline{24,9\text{N}}$$

V zatížené větvi se při přenosu síly obvodová síla sčítá s předpětím, v odlehčené větvi se od předpětí obvodová síla odečítá (viz obr. 28). Pro dimenzování řemene je rozhodující maximální hodnota tažné síly $F_{T\max}$.

Maximální tažná síla:

$$F_{T\max} = F_p + F_{TR} \quad [\text{N}] \quad (7.6)$$

$$F_{T\max} = 24,9 + 20,7 = \underline{\underline{45,6 \text{ N}}}$$

7.2 Výkon a volba elektromotoru:

Výkon elektromotoru

$$P_{el} = \frac{F_{T\max} \cdot v_p}{\eta_c} \quad [\text{W}] \quad (7.7)$$

$$P_{el} = \frac{45,6 \cdot 0,2}{0,895} = \underline{\underline{10,2 \text{ W}}}$$

v_ppojezdová rychlost, $v = 0,2 \text{ m/s}$

Volba elektromotoru

Z důvodu požadovaných výstupních otáček byl vybrán 24 V stejnosměrný elektromotor se šnekovou převodovkou. Velkou předností tohoto typu motoru s integrovanou převodovkou je, že dokáže zredukovat vysoké otáčky elektromotoru při zachování malých rozměrů. Dle vypočteného potřebného výkonu byl zvolen elektromotor **SW2K typ 403 931** od firmy **VALEO** (dříve NIDEC). Jmenovitý výkon motoru je $P_M = 23 \text{ W}$. Parametry elektromotoru uváděné výrobcem jsou uvedeny v tabulce 3 nebo v příloženém katalogovém listě (viz. příloha 3).

Napětí	U_N	[V]	24
Jmenovitý proud	I_N	[A]	3
Jmenovité otáčky	n_0	$[\text{min}^{-1}]$	126
Jmenovitý výkon motoru	P_M	[W]	23,0
Jmenovitý krouticí moment	M_N	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	2,0
Rozběhový moment	M_{Rel}	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	15,5
Převodový poměr	i	[-]	70/4
Krytí			IP 40
Moment setrvačnosti	J_R	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2] \cdot 10^{-6}$	72,0
Hmotnost	m_M	[kg]	1,2

Tab. 3 – Parametry elektromotoru VALEO SW2K

7.3 Kontrola rozběhového momentu motoru pojezdu

Navržený a zvolený elektromotor bylo nutné zkontrolovat, jestli vyhovuje z pohledu rozběhu. Při rozběhu musí být točivý moment motoru dostatečně velký, aby překonal moment pasivních odporů a inerční (setrvačné) momenty. Ty se skládají z hmot posuvných (konajících přímočarý pohyb) a hmot rotujících (konajících pohyb otáčivý).

Doba rozběhu se získá ze základní momentové rovnice.

$$M_r = M_{ST} + M_{ip} + M_{ir} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (7.8)$$

Moment pasivních odporů redukováný na hřídel motoru:

$$M_{ST} = \frac{F_{T \max} \cdot R_K}{\eta_c} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (7.9)$$

$$M_{ST} = \frac{45,6 \cdot 0,0175}{0,895} = \underline{0,892 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

Setrvačný moment posuvných hmot redukováný na rychloběžný hřídel motoru:

$$M_{ip} = \frac{F_{ip} \cdot R_K}{\eta_c} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (7.10)$$

$$M_{ip} = \frac{F_{ip} \cdot R_K}{\eta_c} = \frac{7 \cdot 0,0175}{t_r \cdot 0,895} = \frac{1,379}{t_r}$$

$$F_{ip} = m \cdot \frac{v_P}{t_r} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (7.11)$$

$$F_{ip} = 35 \cdot \frac{0,2}{t_r} = \frac{7}{t_r}$$

F_{ip} je setrvačná síla posuvných hmot působící na obvodě pojezdového kola
(je dána součinem hmotností posuvných částí a zrychlení)

Setrvačný moment rotujících hmot:

$$M_{ir} = \beta \cdot J \cdot \varepsilon \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (7.12)$$

J moment setrvačnosti všech rotujících hmot soustavy redukováný na rychloběžný hřídel

J_K moment setrvačnosti pojezdové kladky, $J_K = 2,6 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

J_M moment setrvačnosti elektromotoru, $J_M = J_R = 7,2 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

$J_{\check{R}}$ moment setrvačnosti řemenice, $J_{\check{R}} = 2,3 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

ε úhlové zrychlení hmot

β vliv hmot na ostatních hřídelích se zahrnuje do výpočtu součinitelem β , (obvykle se uvažuje pouze moment setrvačnosti hnacího elektromotoru), $\beta = 1,2 \div 1,5$, volím $\beta = 1,3$

$$J = 4 \cdot J_K + 2 \cdot J_{\check{R}} + J_M \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (7.13)$$

$$J = 4 \cdot 2,6 \cdot 10^{-5} + 2 \cdot 2,3 \cdot 10^{-5} + 7,2 \cdot 10^{-5} = 2,22 \cdot 10^{-3}$$

$$\varepsilon = \frac{2\pi \cdot n_0}{t_r} \quad [\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (7.14)$$

Po dosazení a úpravě:

$$M_{ir} = \beta \cdot J \cdot \frac{2\pi \cdot n_0}{t_r} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (7.12)$$

$$M_{ir} = 1,3 \cdot 2,22 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{2\pi \cdot 126}{t_r \cdot 60} = \frac{0,038}{t_r}$$

U pojízďecího ústrojí je využíváno k rozběhu maximálního točivého momentu motoru.

$$M_r = \frac{M_{\max}}{M_N} \cdot \frac{P}{2\pi \cdot n_0} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (7.15)$$

M_{\max}/M_N poměr maximálního krouticího momentu motoru k nominálnímu, tento poměr je udáván výrobcem v katalogích motorů. Pokud není udán tento poměr, je udán přímo rozběhový moment motoru M_{Rel} , což je tento případ ($M_{\text{Rel}} = 15,5 \text{ N} \cdot \text{m}$).

Po dosazení do rovnice (7.8) dostaneme:

$$M_r = \frac{F_{TR} \cdot R_K}{\eta_C} + m \cdot \frac{v_P}{t_r} \cdot \frac{R_K}{\eta_C} + \beta \cdot J \cdot \frac{2\pi \cdot n_0}{t_r} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (7.8)$$

$$15,5 = 0,892 + \frac{1,379}{t_r} + \frac{0,038}{t_r}$$

Doba rozběhu ze základní rozběhové rovnice:

$$\underline{\underline{t_r = 0,098 \text{ s}}}$$

7.4 Celková doba otevření/zavření dveří

Celková doba otevření (respektive zavření) dveří je složená ze tří fází pohybu. Při první fázi rozběhu dveří je vykonáván rovnoměrně zrychlený pohyb. Z nulové rychlosti dveřního křídla na požadovanou konečnou rychlost se docílí konstantním zrychlením. Doba rozjezdu je vypočítána v předešlé kapitole. Při dosažení požadované rychlosti se dveřní křídlo začne pohybovat rovnoměrně přímočarým pohybem (fáze 2 - zrychlení je nulové, rychlost konstantní po celé dráze této fáze). V poslední fázi dochází k dojezdu - brždění (rovnoměrně zpomalený pohyb). Uvažujeme, že čas potřebný k dojezdu je stejný jako čas rozběhu.

Celková dráha, kterou vykoná dveřní křídlo, je shodná s požadovanou průchozí šířkou ($L = 1000 \text{ mm}$). Charakteristika pohybu je zobrazena na obr. 39.

Zrychlení ve fázi 1:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{\int_0^{v_p} dv}{\int_0^{t_r} dt} = \frac{v_p}{t_r} \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (7.16)$$

$$a = \frac{0,2}{0,098} = 2,04 \, m \cdot s^{-2}$$

Dráha rozběhu dveří (1 fáze):

$$s_0 = 0 \, m, v_0 = 0 \, m/s$$

$$s_1 = s_0 + v_0 \cdot t_r + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t_r^2 \quad [m] \quad (7.17)$$

$$s_1 = \frac{1}{2} \cdot 2,04 \cdot 0,098^2 = 9,8 \cdot 10^{-3} \, m = 9,8 \, mm$$

Podmínka:

$$t_r = t_b \Rightarrow s_1 = s_3$$

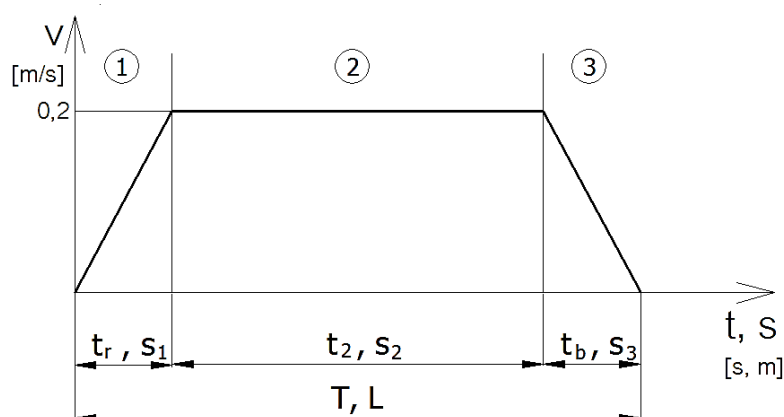
Doba pohybu dveří ve fázi 2:

$$L = s_1 + s_2 + s_3 \Rightarrow s_2 = L - 2 \cdot s_1 = 1000 - 2 \cdot 9,8 = 980,4 \, mm = 0,9804 \, m$$

$$t_2 = \frac{s_2}{v_p} = \frac{0,9804}{0,2} = 4,9 \, s$$

Celková doba pohybu dveří:

$$T = t_r + t_2 + t_b = 0,1 + 4,9 + 0,1 = 5,1 \, s$$



Obr. 39 – Kinematika chodu dveří, 1 – rozběh, 2 – konstantní rychlost, 3 – dojezd (brždění)

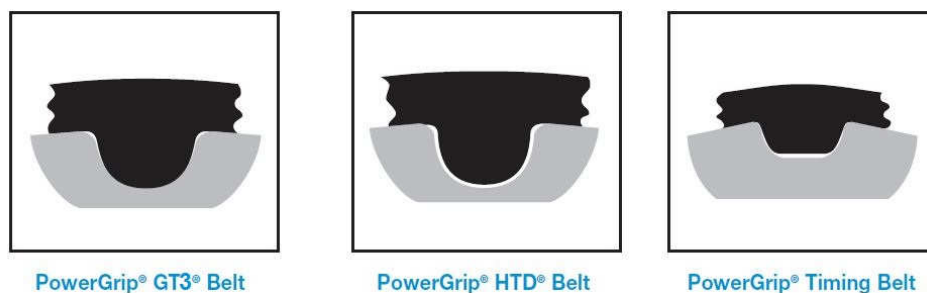
8. Návrh ozubeného řemene

Žádná norma nestanovuje komplexní postup při návrhu a pevnostní kontrolu ozubeného řemenu. Tímto se však zabývají samotní výrobci, kteří pro návrh používají a volně poskytují speciální výpočtové programy. Při volbě řemenu je přihlédnuto na požadovanou životnost řemenu a provozní podmínky. Pro pohon dveří jsem zvolil ozubený řemen **PowerGrip GT3** od společnosti Gates, jenž je světovým výrobcem klínových a ozubených řemenů pro různé průmyslové aplikace a automobilový průmysl.

Vlastnosti řemene PowerGrip GT3

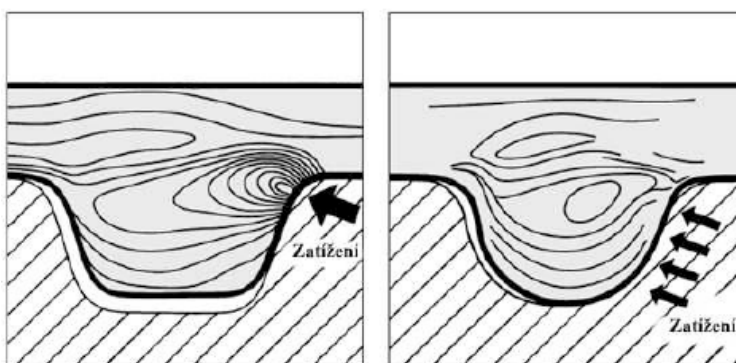
Jedná se o pryžový synchronizační řemen s optimalizovaným profilem ozubení. Tento řemen je určen pro širokou oblast průmyslových aplikací. Tažná vrstva řemenu je ze skelných vláken, což umožňuje mimořádně dobrou odolnost při zachování vysoké pevnosti v tahu a odolnosti proti protažení. Ozubení je vyrobeno z pryže potažené nylonovou ochrannou vrstvou, která má nízký součinitel tření. Řemeny PowerGrip GT3 přenášejí velké výkony a vyznačují se nízkou hladinou zvuku při velkých rychlostech, zlepšenou odolností proti přeskočení zubů a přesným polohováním. [32]

Tento ozubený řemen má oblý profil zubu. Oproti klasickému oblému profilu zubu HTD se jedná o vylepšenou geometrii, jenž zaručuje větší únosnost. Na obr. 40 je znázorněn rozdíl v geometrii profilu zubu pro různé typy řemenu výrobní řady PowerGrip.



Obr. 40 – Profily zubů výrobní řady PowerGrip [31]

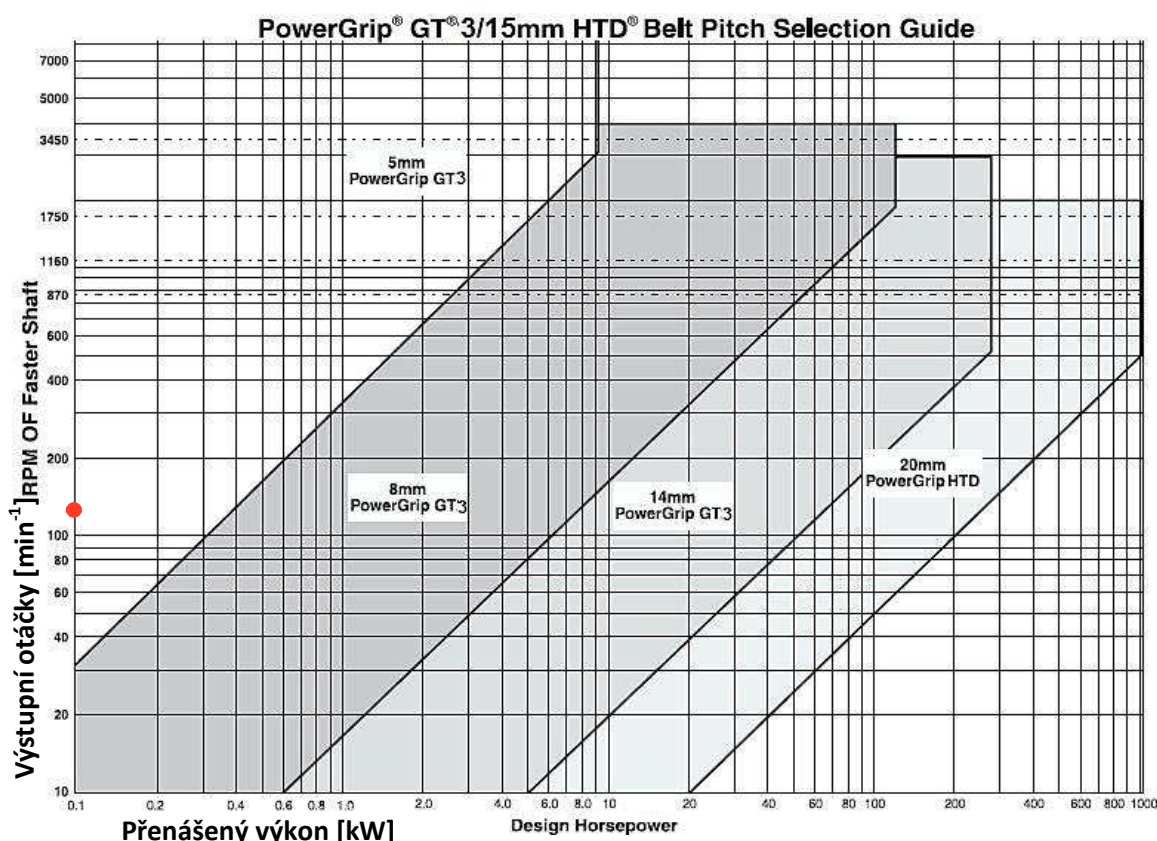
Na obr. 41 je zobrazeno rozložení napětí na lichoběžníkovém a oblém profilu zubu, z čehož plyne, že zuby s oblým profilem jsou podstatě méně namáhány.



Obr. 41 - Rozložení napětí v zubu lichoběžníkového a oblého profilu [32]

Určení velikosti řemene

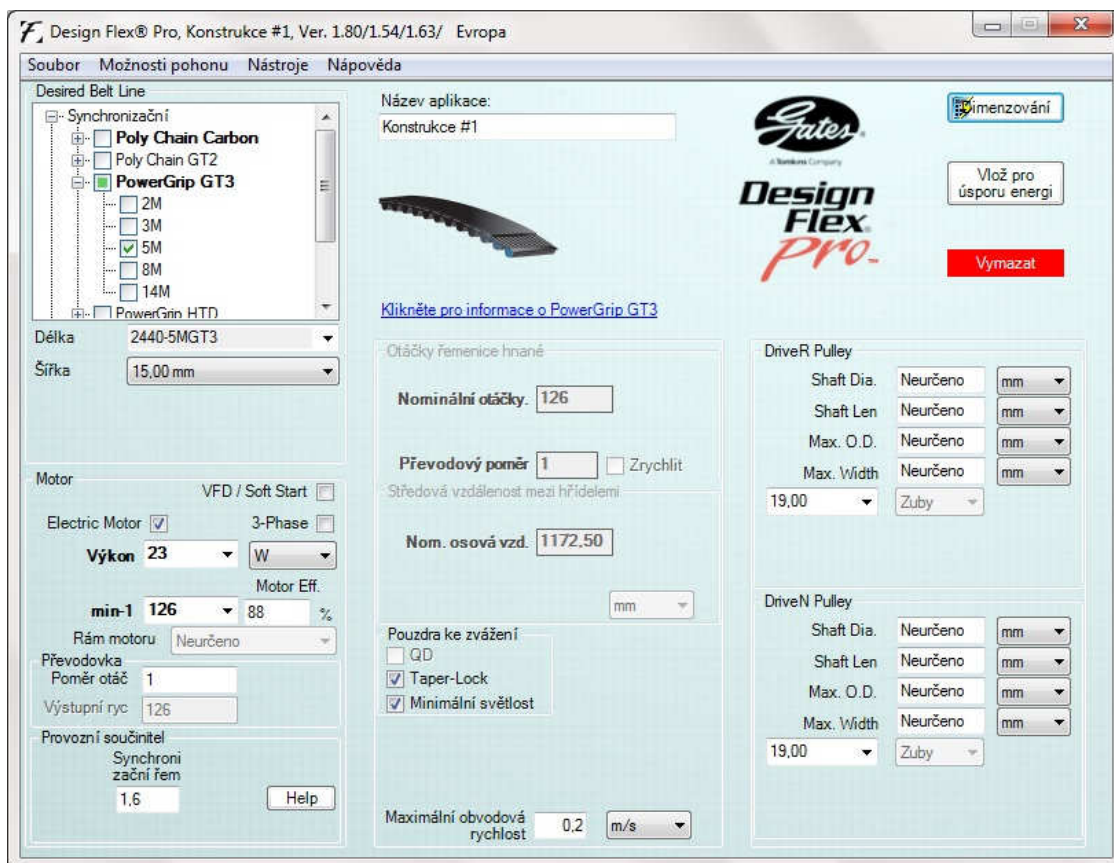
Velikost řemene se určuje z diagramu přenášeného výkonu (obr. 42), jenž stanovuje výrobce. Pro určení velikosti je nutno znát přenášený výkon a výstupní otáčky hnací řemenice, což v našem případě jsou zároveň otáčky na výstupu z elektromotoru (respektive převodovky). Pro použitý motor s otáčkami $n_0 = 126 \text{ min}^{-1}$ a výkonem $P_M = 23 \text{ W}$, je vyneseno do diagramu (obr. 42, červený bod). Dle tohoto určení byl zvolen ozubený řemen řady **PowerGrip GT3 - 5M** (2440-5MGT3-15) o velikosti rozteče zubů 5 mm, šířce řemene 15 mm a délce řemene 2440 mm. Více informací o tomto typu a velikosti řemene je na přiloženém katalogovém listě (viz příloha 4).



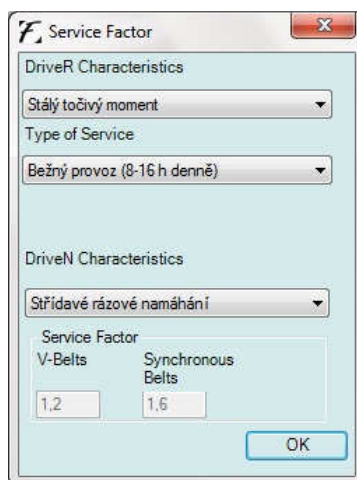
Obr. 43 – Diagram pro určení velikosti řemene [31]

Výpočet řemene

Samotný výpočet napětí, které působí na řemen, jsme provedli v programu Design Flex Pro (obr. 44). Tento výpočtový program je po registraci volně ke stažení z internetových stránek výrobce ozubených řemenů Gates [31]. Veškeré známé vstupní údaje pohonu jsme zadali do příslušných polí. Jednalo se o parametry hnací jednotky (elektromotoru se šnekovou převodovkou) – výkon $P_M = 23 \text{ W}$, výstupní otáčky $n_0 = 126 \text{ min}^{-1}$. Bylo nutné také vhodně určit provozní součinitel (viz obr. 45), které jsou přednastavené v programu a jsou závislé na typu namáhání řemene a provozní době. Dále jsme zadali zvolený typ a velikost řemene, maximální obvodovou rychlost a velikost obou řemenic (počty zubů).



Obr. 44 – Prostředí programu Design Flex Pro



Obr. 45 – Stanovení provozního součinitele

Výstupem z tohoto kalkulátoru je protokol o provedené pevnostní kontrole ozubeného řemene. Tento protokol je v příloze č. 5. Důležitým výsledkem je nominální výkon, což představuje maximální možný přenášený výkon navrženým řemenem. V porovnání s výkonem motoru musí být větší.

$$P_N \geq P_M \quad [\text{W}]$$

$$112 \geq 23 \text{ W} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Zvolený a navržený řemen PowerGrip GT3 – 5M zcela vyhovuje pevnostním a výkonovým požadavkům.

8.1 Volba řemenice

Společnost Gates má v nabízeném sortimentu k řemenům také typizované řemenice. Při návrhu řemenového převodu byla snaha o použití typizovaných součástí a tím se vyhnout složité a drahé výrobě, obzvlášť u této ozubené řemenice. Byla provedena úprava pro uložení na hnané i hnací (vratné) straně. Materiál řemenic je konstrukční ocel (výrobce blíže nespecifikuje). Označení řemenice je **Gates P19-5MGT-15-MPB**. Hnací řemenice je nasazena přímo na hřídel elektromotoru a proti axiálnímu posunutí zajištěna pojistným kroužkem. Ve vratné (hnané) řemenici je navrtáno osazení pro umístění ložisek. Přes hřídel je pak řemenice uložena v napínacím zařízení, které zároveň slouží k předeptnutí ozubeného řemene.



Obr. 46 – Ozubená řemenice Gates

8.2 Kontrola životnosti ložisek hnané řemenice

Zde je proveden výpočet ekvivalentního zatížení a kontrola trvanlivosti ložiska pro otáčení hnané řemenice. Postup výpočtu je analytický jako v kap. 6.6 a byl také proveden pomocí výpočtového kalkulátoru od firmy SKF [33].

Byla zvolena ložisko **618/9**. Ložisko je zatíženo pouze radiální silou od předpětí ozubeného řemene. Radiální zatěžující síla F_r je uvedena v příloze 5 jako síla zatěžující hřídel, $F_r = 148 \text{ N}$.

Z prvního výpočtu (obr. 47) bylo zjištěno ekvivalentní zatížení **P** a základní životnost ložiska L_{10} . Pro přepočet životnosti na hodiny je důležité znát otáčky ložiska (kladky). Dále se zde zadávala viskozita dle použitého maziva (byla určena s ohledem na použité mazivo, $\nu = 221 \text{ mm}^2/\text{s}$) a součinitel znečištění (pro normální prostředí, $\eta_c = 0,5$).

V druhém výpočtu (obr. 48) byla zjištěna opět základní životnost ložiska L_{10} , tato hodnota byla přepočtena na provozní hodiny L_{10m} . Výsledná základní životnost v hodinách je 119 300 hodin, což je 13,6 let.

Při výpočtu životnosti dle SKF se bere v úvahu, že ložisko pracuje v nějakém prostředí a je správně mazáno. Tento faktor může navýšit či snížit jeho životnost. Vliv na tuto životnost má zvolená viskozita ν a součinitel znečištění η_c . Díky tomu se životnost ložiska zvýšila téměř dvojnásobně.

Ekvivalentní zatížení ložiska a základní trvanlivost

Byla přijata veškerá opatření pro zajištění správnosti tohoto výpočtu, avšak nepřebíráme odpovědnost za jakékoli ztráty nebo škody, ať už přímé, nepřímé nebo následné, které by vznikly z důvodu použití tohoto výpočtu.

Viz část "Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska"

Viz část "Ekvivalentní statické zatížení ložiska"

Ložisko	618/9	<input checked="" type="radio"/> Jednotlivé ložisko
C [kN]	1.43	<input type="radio"/> Dvě ložiska montovaná do tandemu
C ₀ [kN]	0.64	<input type="radio"/> Dvě ložiska montovaná zády k sobě (do "O") nebo čely k sobě (do "X")
f ₀	11	<input checked="" type="radio"/> Normální vůle
F _r [kN]	0.148	<input type="radio"/> Vůle C3
F _a [kN]	0	<input type="radio"/> Vůle C4
<input type="button" value="Vypočítat"/>		
e	0.19	
X	1	X ₀
Y	0	Y ₀
P [kN]	0.148	P ₀ [kN]
L ₁₀ [Milióny otáček]	900	

Obr. 47 Výpočet ekvivalentního zatížení a základní trvanlivosti ložiska

Trvanlivost ložiska

Byla přijata veškerá opatření pro zajištění správnosti tohoto výpočtu, avšak nepřebíráme odpovědnost za jakékoli ztráty nebo škody, ať už přímé, nepřímé nebo následné, které by vznikly z důvodu použití tohoto výpočtu.

Viz část "Trvanlivost podle SKF"

Zvolit η_0	Ložisko	618/9
0.5	d [mm]	9
	D [mm]	17
	C [kN]	1.43
	P _u [kN]	0.027
	P [kN]	0.148
	n [min ⁻¹]	126
	v [mm ³ /s]	221
	<input type="button" value="Vypočítat"/>	
	L ₁₀	900
	L _{10h}	119300
κ	1.09	
v ₁	203	
a _{SKF}	1.94	
	L _{10m}	1750
	L _{10mh}	231000
Starší způsob s a ₂₃ pro porovnání		
a ₂₃	1.06	
	L _{10a}	950
	L _{10ah}	126300

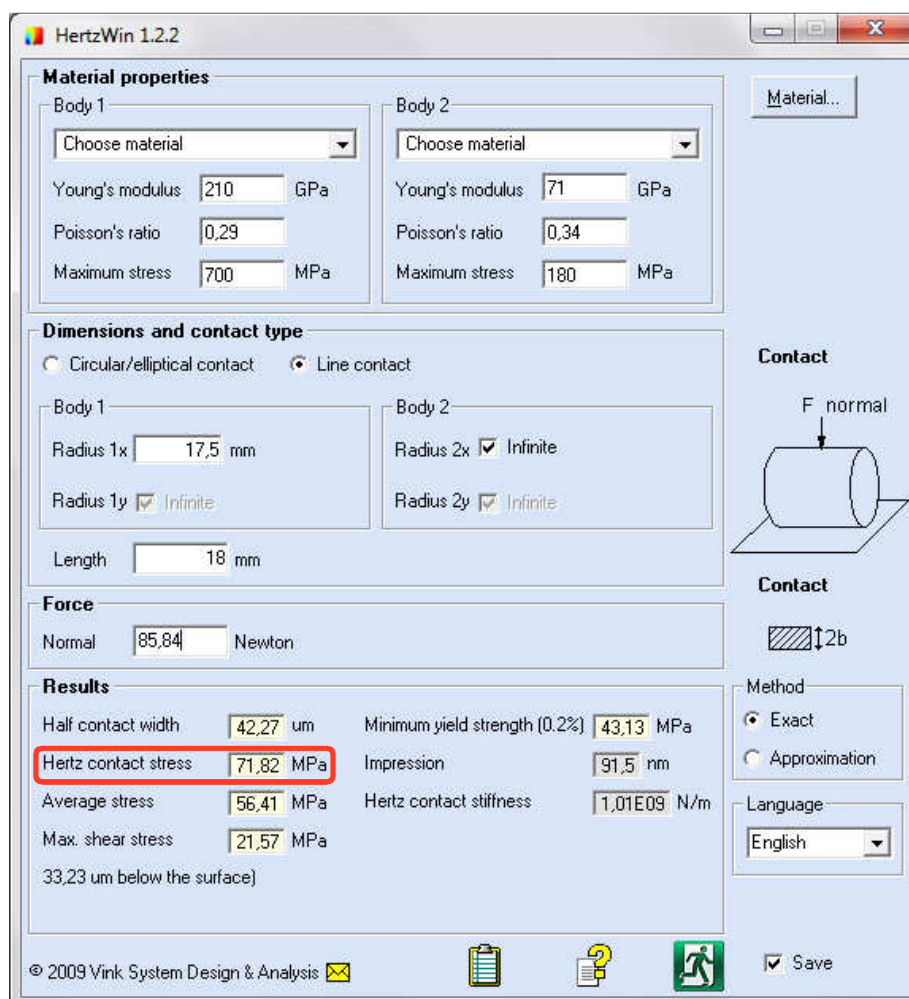
Obr. 48 – Výpočet životnosti ložiska

9. Hertzovy kontaktní tlaky

Hertzova teorie stanovuje rozložení napětí v ideálním suchém statickém kontaktu. Jedná se o kontaktní tlak při styku dvou elastických a zakřivených těles. Pokud tělesa nejsou zatížena, vzájemně se dotýkají pouze v jednom bodě (přímce), ve kterém mají společnou tečnou rovinu. Při zatížení se obě tělesa pružně deformují a počáteční bodový dotyk se změní na velmi malou plochu kruhového nebo elipsovitého tvaru.

V případě pojezdového ústrojí posuvných dveří se jedná o kontaktní tlak mezi kolejnicí a kladkou. Kladka je válcová, čímž dochází k přímkovému styku. Výpočet byl proveden pomocí výpočtového programu HertzWin 1.2.2 [34], který je určen přímo pro stanovení těchto kontaktních tlaků.

Vstupní údaje byly zadány, materiálové vlastnosti obou těles, geometrické parametry styku a radiální zatížení kladky $F_R = 85,84 \text{ N}$. Program umožňuje si zvolit z předdefinovaného materiálu, ale jelikož žádný z nabídky nevyhovoval, byl zadán vlastní. Zde bylo potřebné znát modul pružnosti v tahu (Youngův modul) E , Poissonovu konstantu μ a mez pevnosti R_m obou materiálu. Materiálové vlastnosti obou těles jsou uvedeny v tab. 4.



Obr. 49 - Výpočet Hertzových tlaků

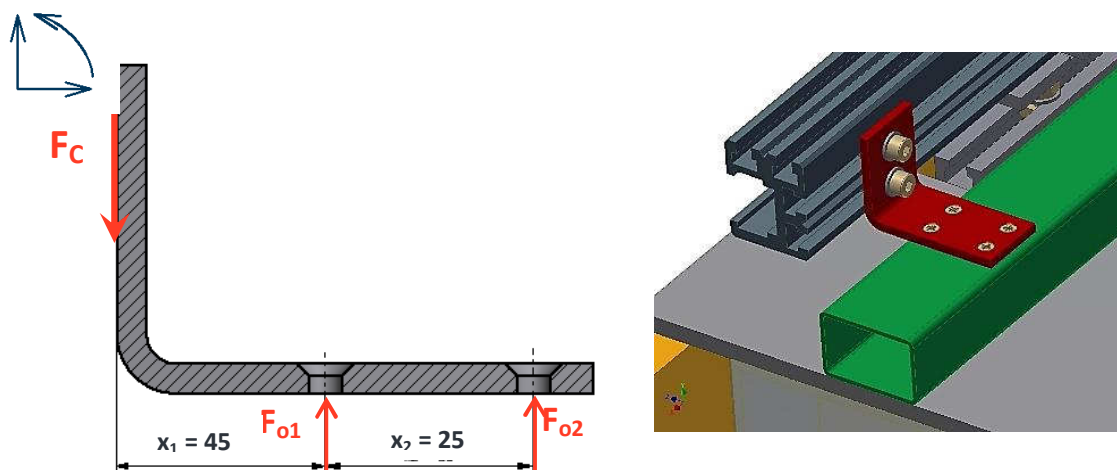
Výsledkem tohoto výpočtu je určení Hertzova napětí $\sigma_{\text{KHR}} = 71,82 \text{ MPa}$ (viz obr. 49). Z porovnání Hertzova napětí a meze pevnosti plyne, že navržené konstrukční řešení pojezdu vyhovuje na kontaktní tlak.

	materiál	E [GPa]	μ [-]	Rm [MPa]
Kolejnice	42 4201 EN AW 2017A	71	0,34	180
Kladka (vnější kroužek)	14 109.3 100Cr6	210	0,29	700

Tab. 4 – Materiálové vlastnosti [4]

10. Pevnostní kontrola šroubového spojení závěsné konzoly

Závěsná konzola (obráz. 50 - červeně) slouží k zavěšení celého pojezdového i pohonného systému kvýztužnému nosníku, který je přilepen pevnostním lepidlem a zajištěn šrouby ke stropu WC buňky (obráz. 50 - zeleně).



Obr. 50 – Závěsná konzola a působení sil

Konzoly přenáší veškerou tíhu všech prvků. Celkovou tíhu zjistíme součtem hmotnosti jednotlivých prvků. Jedná se o dveřní křídlo s celým pojezdem, elektromotor, řemenový převod, napínací zařízení, kolejnici a závěsné konzoly. Počáteční velikost šroubu jsme určili M 5 DIN 7504. Pevnostní třída šroubu je 5.6, čemuž odpovídá mez kluzu $R_e = 300 \text{ MPa}$.

Celková tíha F_C

$$F_C = g \cdot \sum m_i = g \cdot (m + m_{El} + m_{Kol} + m_{Nap} + m_{\check{r}em} + m_{Konz} + m_O) \quad (10.1)$$

$$F_C = 9,81 \cdot (35 \cdot 1,2 + 7,1 + 0,4 + 0,5 + 0,6 + 1)$$

$$F_C = 9,81 \cdot 45,8 = \underline{\underline{449,3 \text{ N}}}$$

m_{El} hmotnost elektromotoru $m_{El} = 1,2 \text{ kg}$
 m_{Kol} hmotnost kolejnice, $m_{Kol} = 7,1 \text{ kg}$
 m_{Nap} hmotnost napínacího zařízení, $m_{Nap} = 0,4 \text{ kg}$
 m_{Rem} hmotnost řemenového převodu, $m_{Rem} = 0,5 \text{ kg}$
 m_{Konz} hmotnost závěsné konzoly, $m_{Konz} = 0,55 \text{ kg}$
 m_O ostatní - drobné díly, šrouby apod., $m_O \approx 1 \text{ kg}$

Osová síla ve šroubu F_O

Výpočet osově síly ve šroubu se provede řešením rovnováhy sil působících na závěsnou konzolu podle obr. 50. Je potřeba nejprve zjistit reakční síly, které jsou zároveň silami osovými působící na šroub. Pro následnou kontrolu šroubu se počítá s největší osovou silou (největší reakcí).

$$\sum F_y = 0 = F_{O1} + F_{O2} - F_C \quad (10.2)$$

$$\sum M_1 = 0 = F_C \cdot x_1 + F_{O2} \cdot x_2 \quad (10.3)$$

$$\Rightarrow F_{O2} = \frac{-F_C \cdot x_1}{x_2} = \frac{-449,3 \cdot 45}{25} = -808,7 \text{ N}$$

$$\Rightarrow F_{O1} = F_C - F_{O2} = 449,3 - (-808,7) = 1258 \text{ N}$$

Osová síla na 1 šroub

Předešlým výpočtem jsme zjistili celkovou osovou sílu ve šroubu. Pro zjištění 1 šroubu tuto sílu vydělíme počtem šroubu ($n = 6$).

$$F_{O1s} = \frac{F_{O1}}{6} \quad [\text{N}] \quad (10.4)$$

$$F_{O1s} = \frac{1258}{6} = 209,7 \text{ N}$$

Velikost šroubu

Zvolili jsme samořezný šroub M5 DIN 7504.

Geometrické parametry šroubu [4]:

$d = 5 \text{ mm}$ jmenovitý průměr závitu
 $d_3 = 4,387 \text{ mm}$ malý průměr závitu
 $d_2 = 4,48 \text{ mm}$ střední průměr závitu
 $P = 0,8 \text{ mm}$ rozteč
 $\alpha = 60^\circ$ úhel profilu závitu
 $f_z = 0,12$ součinitel tření v závitu
 $f_m = 0,17$ součinitel tření mezi maticí a deskou

$$\text{Úhel stoupání závitu:} \quad \psi = \arctg \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{0,8}{\pi \cdot 4,48} = 3,25^\circ \quad (10.5)$$

$$\text{Třecí úhel závitu:} \quad \varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \alpha / 2} = \arctg \frac{0,12}{\cos 30^\circ} = 7,88^\circ \quad (10.6)$$

Pevnostní kontrola šroubu

Pevnostní kontrola šroubu se provede podle Guestovy pevnostní hypotézy pro namáhání tlakem a krutem, kde namáhání v tlaku je napětí σ_t a v krutu τ .

$$\sigma_t = \frac{F_{O1\dot{s}}}{S} = \frac{F_{O1\dot{s}}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \quad [\text{MPa}] \quad (10.7)$$

$$\sigma_t = \frac{104,8}{\frac{\pi \cdot 4,387^2}{4}} = \underline{13,87 \text{ MPa}}$$

$$\tau = \frac{M_R}{W_K} = \frac{F_Z \cdot \frac{d_2}{2} \cdot 16}{\pi \cdot d_3^3} \quad [\text{MPa}] \quad (10.8)$$

$$\tau = \frac{41,25 \cdot \frac{4,48}{2} \cdot 16}{\pi \cdot 4,387^3} = \underline{5,57 \text{ MPa}}$$

$$F_Z = F_{O1\dot{s}} \cdot \tg(\psi + \varphi') = 209,7 \cdot \tg(3,25 + 7,88) = 41,25 \text{ N}$$

Redukované napětí dle Guestovy pevnostní hypotézy:

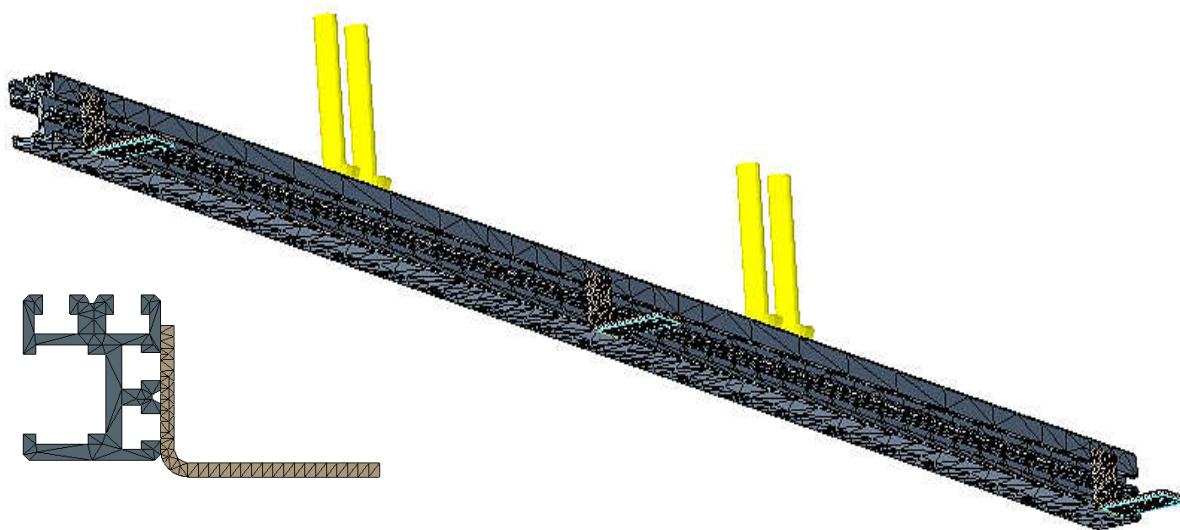
$$\sigma_{Red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} \quad [\text{MPa}] \quad (10.9)$$

$$\sigma_{Red} = \sqrt{13,87^2 + 4 \cdot 5,57^2} = \underline{\underline{17,8 \text{ MPa}}}$$

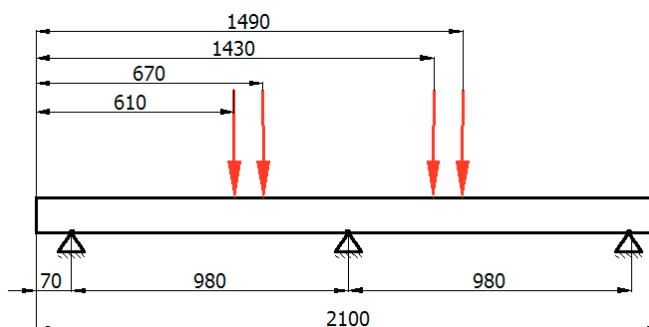
$$\text{Statická bezpečnost:} \quad k_s = \frac{Re}{\sigma_{Red}} = \frac{300}{17,8} = \underline{\underline{16,9}} \quad (10.10)$$

11. Kontrola průhybu kolejnice

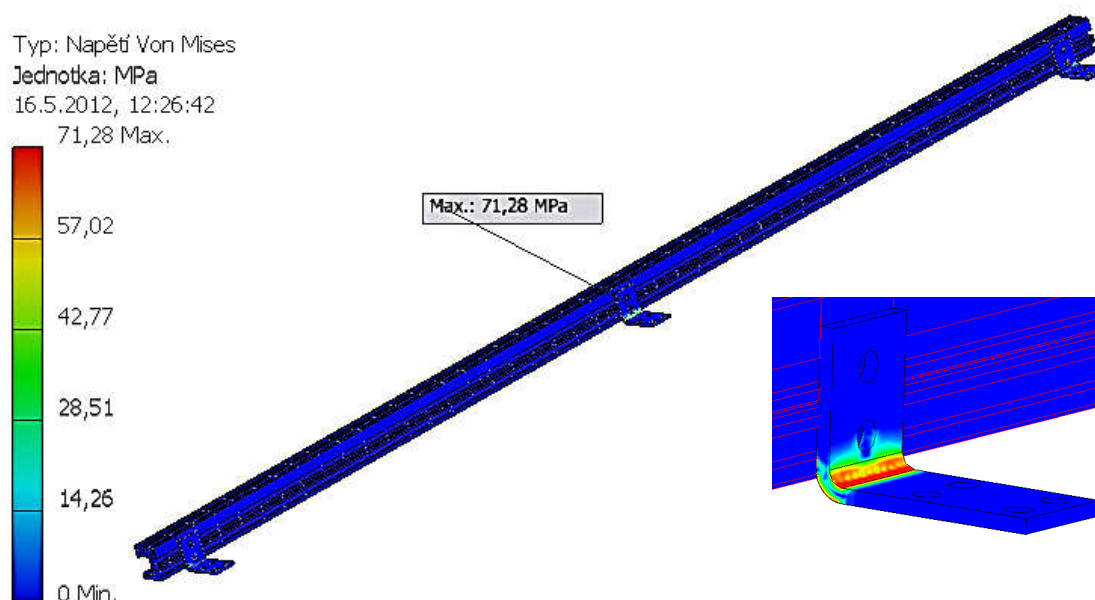
V této kapitole je provedena pevnostní kontrola pojezdové kolejnice pomocí metody konečných prvků MKP. Analýza byla provedena v nástavbové aplikaci programu Autodesk Inventor Professional 2011. Nejprve bylo potřeba zadat okrajové podmínky, určit vazbu – pevná vazba (na obr. 51 světle modře), zadat zatěžující síly ($F = 85,8 \text{ N}$) a vygenerovat síť. Poté byla provedena simulace průběhu napětí. Materiál kolejnice je hliníková slitina 42 4201, závěsná konzola je z oceli S235JRG1 (11 373.0) s mezi kluzu $R_e = 186 \text{ MPa}$.



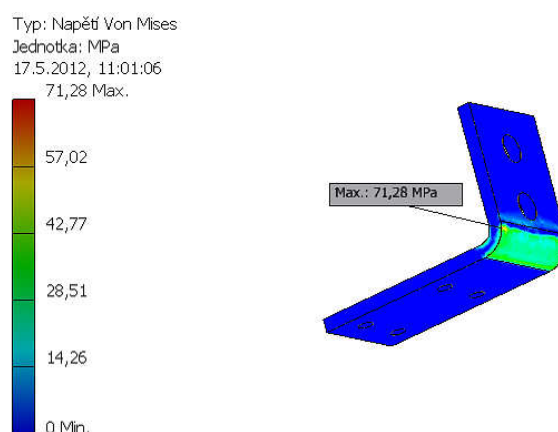
Obr. 51 – Okrajové podmínky s vygenerovanou sítí



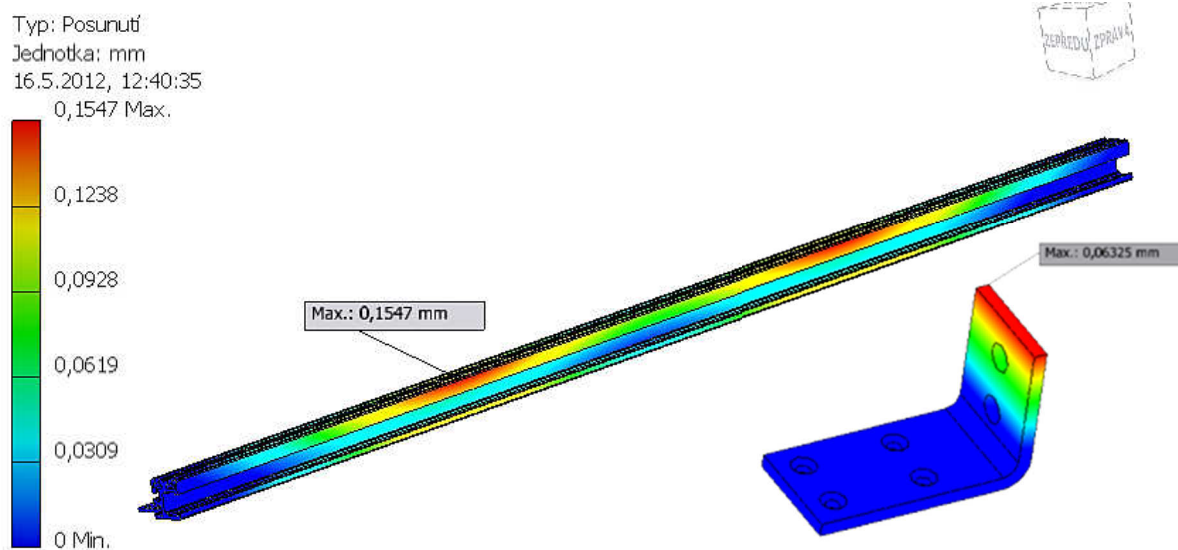
Obr. 52 – Vzdálenost působíště sil



Obr. 53 – Rozložení napětí Von Mises (redukované) na závěsnou konzolu



Obr. 54 - Rozložení napětí Von Mises (redukované) závěsné konzoly - detail



Obr. 55 - Deformace a průhyb kolejnice

Z pevnostní analýzy plyne, že největší koncentrace napětí vzniká v ohybu závěsné konzoly. Maximální napětí je **71,28 MPa**, ale je nutno dodat, že toto napětí vzniká pouze

bodově. V ostatních místech je napětí výrazně nižší (obr. 54). Toto lze považovat za nepřesnost výpočtu. Maximální průhyb je v místech působitě sil. Kolejnice je namáhána na ohyb od svislých zatěžujících sil. Také je však namáhána přidavným ohybovým zatížením způsobené bočním ukotvením závěsných konzol. Díky tomuto přidavnému ohybu dojde i v konzole k posunutí viz obr. 55. Na závěr provedeme porovnání maximálního napětí s dovoleným napětím.

k_sstatická bezpečnost, $k_s = 2$

Remez kluzu závěsné konzoly, $Re = 186 \text{ MPa}$

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{Dov} = \frac{Re}{k_s} \quad [\text{MPa}] \quad (11.1)$$

$$71,28 \leq \frac{186}{2}$$

$$\underline{\underline{71,28 \leq 93 \text{ MPa}}}$$

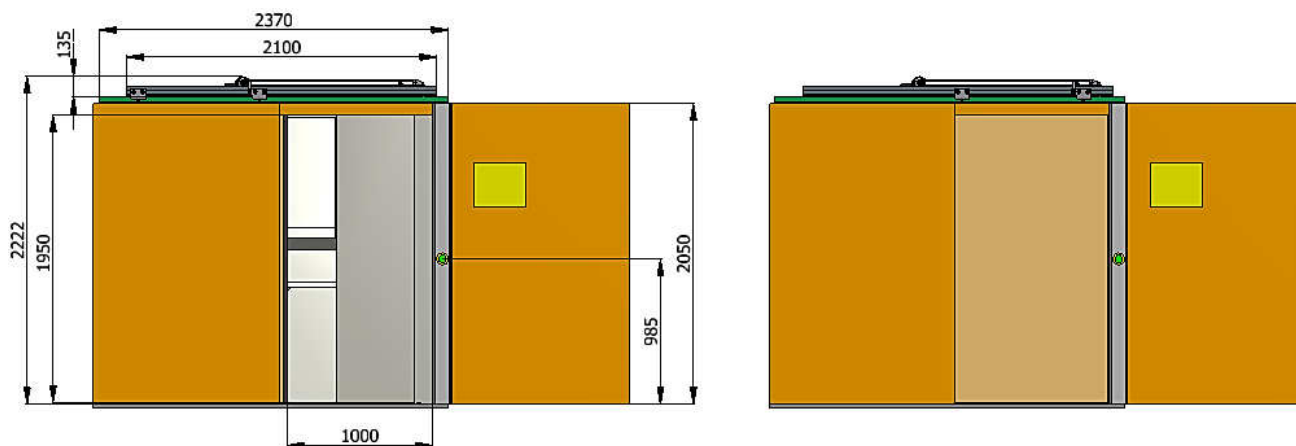
Maximální zjištěné napětí nepřekračuje dovolené napětí, lze konstatovat, že zavěšení (přes závěsné konzoly) celého dveřního systému pevnostně vyhovuje.

12. Návaznost dveřního systému na WC buňku

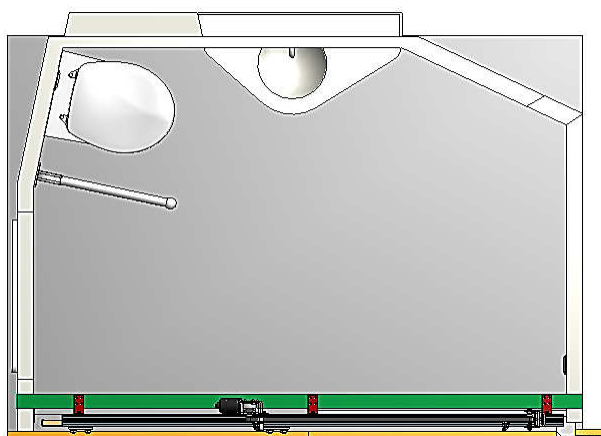
Dveřní systém se připevňuje do WC buňky, která je jako celek dodávána od subdodavatelů. Do hrubé stavby vozu se vsune již celá kompletně sestavená WC buňka, jejíž součástí je i dveřní systém. Při montáži interiéru se nejprve do hrubé stavby vozu umístí WC buňka, poté se montují zbylé části, příčky, podlahy, obložení, sedadla a mnoho dalšího. Nové vozy s hliníkovou hrubou stavbou s protlačovanými profily, mají v průřezu C drážky, ke kterým se kotví veškeré komponenty včetně WC buňky.

WC buňka je v místě závěsu dveřního systému podélně vyztužená tenkostěnným profilem (Jäkl), k němuž se ukotví pomocí závěsných konzol dveřní systém (viz obr. 50).

Na obr. 56 je zobrazena WC buňka s krajními polohami dveří. Jsou zde uvedeny také základní rozměrové parametry.

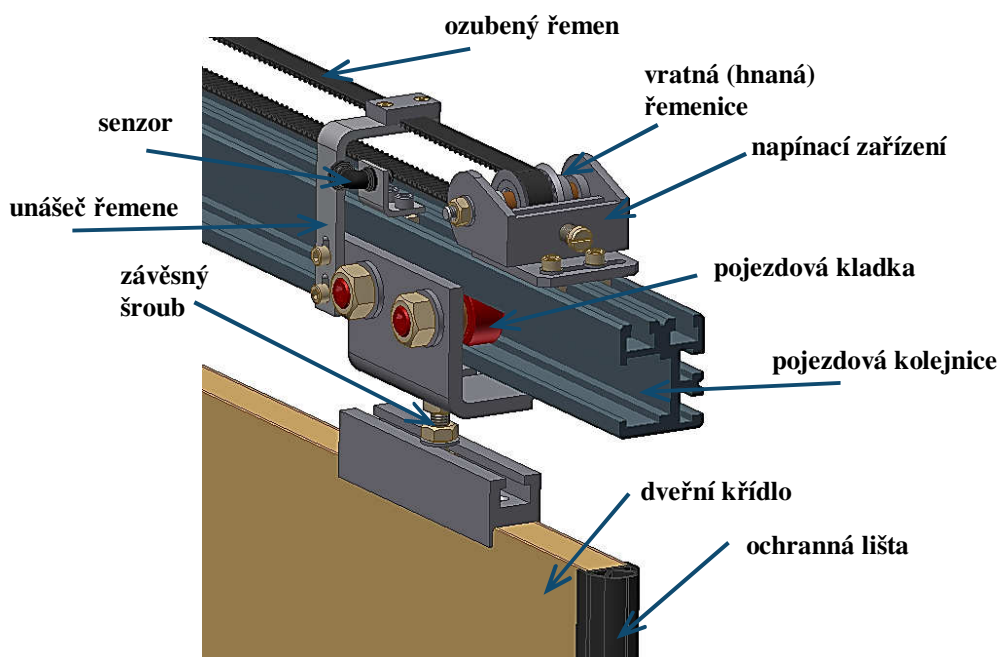


Obr. 56 – Krajní polohy dveří a zastavění do WC buňky



Obr. 57 – Půdorys WC buňky

Celý dvevní systém se skládá z několika celků. Jedná se o samostatné dvevní křídlo, pohonné a pojezdové ústrojí, napínací zařízení, nosnou a zároveň pojezdovou kolejnici a závěsné konzoly. Pojezdová kolejnice má zároveň účel nosníku, ke kterému jsou přichyceny veškeré komponenty. Ukotvení je velmi snadné a variabilní, především z důvodu zhotovených T drážek na kolejnici. Do nich se vsunou příslušné T matice, které jsou normalizované (DIN 508). Kolejnice je hliníková slitina (42 4201), je vyrobena technologií protlačování, díky čemuž lze vyrobit i značně složité profily. Na obr 58 je zobrazen popisek základních částí.



Obr. 58 – Popis základních částí

Závěr

Výsledkem práce je zpracování projekčně-konstrukčního návrhu dveřního systému WC buňky pro invalidy vlaku pro dálkovou dopravu.

V úvodní části práce je věnována pozornost legislativním předpisům a normám, týkajících se konstrukce dveřního systému určené pro osoby připoutané k invalidnímu vozíku. Nutno dodat, že šíře dveřního průchodu by neměla být menší než 900 mm (při dodržení určitých podmínek lze tuto šířku zmenšit, některé normy jsou v tomto ohledu také mírnější). Také jsou zde zahrnuty předpisy pro zajištění bezpečnosti proti sevření osoby. O zabezpečovacích prvcích je vypracována rešerše možných variant.

Další kapitola pojednává o možných variantách pohonu, jejich typech a provedení. Zde jsou uvedeny přednosti a zápory pro varianty v návaznosti na použití pro pohon posuvných dveří.

V konstrukční části je nejprve řešen návrh dveřního křídla ze sendvičového materiálu a její hmotnosti. Také jsou zde zahrnuty možné projekční varianty pojezdového ústrojí. Po zhodnocení veškerých předností byla vybrána varianta A, která je následně detailně vypracována. Ve výpočtové části by se jednotlivé varianty ve výsledcích lišily velmi malou změnou, neboť hmotnosti závěsných částí se liší nepatrně.

Dále proběhla pevnostní kontrola určitých konstrukčních uzlu včetně kontroly životnosti použitých ložisek. V další kapitole výpočtové části byl stanoven výkon elektromotoru, provedena jeho kontrola na rozběh a zjištění doby potřebné k otevření (zavření) dveří. Návrh a kontrola ozubeného řemene byl proveden pomocí výpočtového kalkulátoru. Průhyb a napětí v závěsné konzole a kolejnice byl získán pevnostní analýzou metodou konečných prvků v programu Inventor 2011.

Konec práce je věnován umístění celého dveřního systému k WC buňce, která je montována do hrubé stavby vozu jako celek.

Ovládání dveří je zajištěno pomocí kontaktních tlačítek, které jsou umístěny uvnitř i vně WC buňky. Zvenku buňky je jedno tlačítko (otevírání/zavírání dveří), zevnitř jsou tlačítka dvě (první na otevírání/zavírání dveří, druhé slouží na blokování dveří proti případnému otevření další osobou). Krajní polohy jsou vymezeny senzory, které rozpoznají požadovanou polohu dveří. Nabízí se zde spousta možností. Jako nejvhodnější variantu považují použití kontaktního nebo bezkontaktního indukčního senzoru. Je možno zvolit kterýkoliv, neboť na případnou konstrukci ukotvení senzoru k nosným částem dveřního systému to nemá žádný vliv.

Sevření osoby je zajištěno pomocí Hallova snímače, který je umístěn přímo na elektromotoru. Součásti motoru musí být také snímač na ochranu přetížení vlivem zátěže nebo proudem. Aby došlo ke správné funkci pohybu dveří, je nutné tyto veškeré senzory a snímače připojit do řídicí jednotky. Dveře musí být možné otevřít i při selhání hlavního řídicího systému. To je zpravidla prováděno mechanicky, s tím že se celý systém pohonu vyruší z chodu.

Poděkování:

Závěrem této práce bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce doc. Dr. Ing. Ladislavu Kovářovi za názorné vedení práce a věcné připomínky. Dále chci poděkovat Ing. Martinu Šubertovi za poskytnuté odborné konzultace a cenné rady při vypracování diplomové práce. V neposlední řadě patří poděkování rodičům a přátelům za podporu během celého studia.

Seznam použité literatury a zdrojů

- [1] TSI-PRM 2008/164/ES. Subsystemy „Infrastruktura“ a „Kolejová vozidla“: Dostupnost pro osoby s omezenou schopností pohybu a orientace. European Railway Agency, 2008.
- [2] UIC 565-3. Hinweise für die Ausstattung von Reisezugwagen, in denen auch Behinderte mit ihren Rollstühlen befördert werden können. International Union of Railways, 2003.
- [3] ČSN EN 14 752. Železniční aplikace: Boční vstupní systémy. Český normalizační institut, 2006.
- [4] VÁVRA Pavel, LEINVEBER Jan. *Strojnické tabulky*. [3. vyd.]: ALBRA Praha, 2006. 914 s. ISBN 978-80-7361-033-7.
- [5] MARTÍNEK, Petr. *Transportní zařízení: řešené příklady*. Ostrava: VŠB-TUO, 1993, 109 s. Skripta. ISBN 80-7078-165-3.
- [6] PEŠÍK, Lubomír. Části strojů: 2. díl. [4. doplnění]. Technická univerzita v Liberci, 2010, 236 s. ISBN 978-80-7372-574-7.
- [7] KALÁB, Květoslav. Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonů strojů. 1. vydání. VŠB - TU Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [8] POHL, Jiří. Rychlá železniční osobní doprava: Interoperabilita podruhé. Železniční magazín. 2009, roč. 16, č. 7, s. 40-43.
- [9] HIWIN s.r.o. Lineární pohony. Technika a Trh: průvodce světem průmyslu. 2004, č. 11-12, s. 4-5.
- [10] THÜRING, Josef. Volba kuličkových šroubů. MM Průmyslové spektrum. 2008, č. 11, s. 30-32.
- [11] BROŽ, Václav. Řemeny pro přímočarý pohyb. Technika a Trh: průvodce světem průmyslu. 2008, č. 5, s. 54-56.
- [12] KRAMÁŘ, Ondřej. *Návrh lineárního oscilačního pohonu s vnitřním buzením*. Brno, 2009. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Vladislav Singule.
- [13] Ministerstvo dopravy [online]. 2009 [cit. 2012-05-04]. Dostupné z: http://www.mdcr.cz/cs/Drazni_doprava/Evropska_unie_na_zeleznici/Interoperabilita/
- [14] ČECH, Radek. Dopad interoperability železniční infrastruktury na intermodální dopravu [online]. 2010 [cit. 2012-05-04]. Dostupné z: www.intermodal.sk/ext_dok-p_cech_cz/565c
- [15] Mezinárodní železniční unie. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. 2001- [cit. 2012-05-04]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Mezin%C3%A1rodn%C3%AD%C5%BEElezni%C4%8Dn%C3%AD_unie
- [16] Hallův jev. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. 2001- [cit. 2012-05-04]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Hall%C5%AFv_jev
- [17] Norgren [online]. 2011 [cit. 2012-05-04]. Dostupné z: <http://catalogue.norgren.com/czech/valves.html>

- [18] Mayser GmbH & Co. KG [online]. 2010 [cit. 2012-05-04]. Dostupné z: http://www.mayser-sicherheitstechnik.de/english/produkte/schaltleisten_sln.asp
- [19] LANOS spol. s r.o. Automatické dveře, kování pro posuvné dveře [online]. 2010 [cit. 2012-05-04]. Dostupné z: http://www.lanos.cz/uploads/support/295_ovladaci-prvky.pdf
- [20] PEPPERL+FUCHS GmbH. Optické snímače [online]. 2012 [cit. 2012-05-04]. Dostupné z: http://www.pepperl-fuchs.cz/czech_republic/cs/classid_105.htm%E2%80%83
- [21] VUES Brno s.r.o., Lineární motory [online]. 2007 [cit. 2012-05-04]. Dostupné z: <http://www.vues.eu/doc/?docid=73>
- [22] MEGADYNE s.r.o. [online]. 2011 [cit. 2012-05-03]. Dostupné z: <http://www.megadyne.cz/cz/remeny-rpp-60.html>
- [23] PARS KOMPONENTY s.r.o. Výrobní program [online]. 2009 [cit. 2012-05-04]. Dostupné z: <http://www.parskomponenty.cz/dvere.php?mutace=cz>
- [24] KULIČKOVÉ ŠROUBY KUŘIM A.S. Výrobní program - kuličkové šrouby, trapézové šrouby [online]. 2007 [cit. 2012-05-04]. Dostupné z: <http://www.ks-kurim.cz/ke-stazeni>
- [25] GÜDEL AG. Rack and Pinion Program [online]. 2012 [cit. 2012-05-04]. Dostupné z: <http://www.gudel.com/components/rack-and-gears/racks-and-pinion/#/selectio>
- [26] SMC PNEUMATIK GmbH. Pneumatické lineární pohony [online]. 2009 [cit. 2012-05-04]. Dostupné z: http://2009.oc.smc-cee.com/sk/pdf/LG1_Antriebe.pdf
- [27] SKF GROUP. Pojezdové kladky [online]. 2005 [cit. 2012-05-07]. Dostupné z: http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=cs&newlink=1_13_62
- [28] ROLLON GmbH. Compact Rail: Download catalogs [online]. 2009 [cit. 2012-05-07]. Dostupné z: <http://www.rollon.com/english/cataloghi/download-cataloghi.htm>
- [29] OPTICONTROL s.r.o. MiniTec: Systémové komponenty [online]. 2009 [cit. 2012-05-07]. Dostupné z: <http://www.minitec.cz/php/details.php?artnr=20.1038/0>
- [30] BUREŠ, Jiří. Fyzikální tabulky [online]. 2002 [cit. 2012-05-07]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>
- [31] GATES CORPORATION. Industrial Power Transmission [online]. 2012 [cit. 2012-05-07]. Dostupné z: http://www.gates.com/europe/index.cfm?location_id=3561
- [32] UZIMEX PRAHA, spol. s r.o. Synchronizační řemeny [online]. 2006 [cit. 2012-05-07]. Dostupné z: <http://www.uzimex.cz/Sortiment/Remenove-prevody/Gates/Synchronizacni-remeny-pryz/PowerGrip-GT3.htm>
- [33] SKF GROUP, Interaktivní katalog - výpočty, [online], [cit. 2012-05-12]. Dostupné z: <http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/calculation/calculationIndex.jsp?&maincatalogue=1&lang=cs>
- [34] VINKSDA.nl, program HertzWin, [online], [cit. 2012-05-12]. Dostupné z: <http://en.vinksd.nl/software-toolkit/hertz-contact-stress-calculations>
- [35] Interní materiály firmy Siemens

Seznam příloh

Příloha č. 1 - Katalogový list - pojezdová kladka SKF KR 35 B

Příloha č. 2 - Katalogový list - pojezdová kladka Rollon

Příloha č. 3 - Katalogový list - stejnosměrný motor Nidec SW2K

Příloha č. 4 - Katalogový list - ozubený řemen Powergrip GT3 5MGT

Příloha č. 5 - Výstupní data z návrhového programu Design Flex Pro

Příloha č. 6 - Výkresová dokumentace

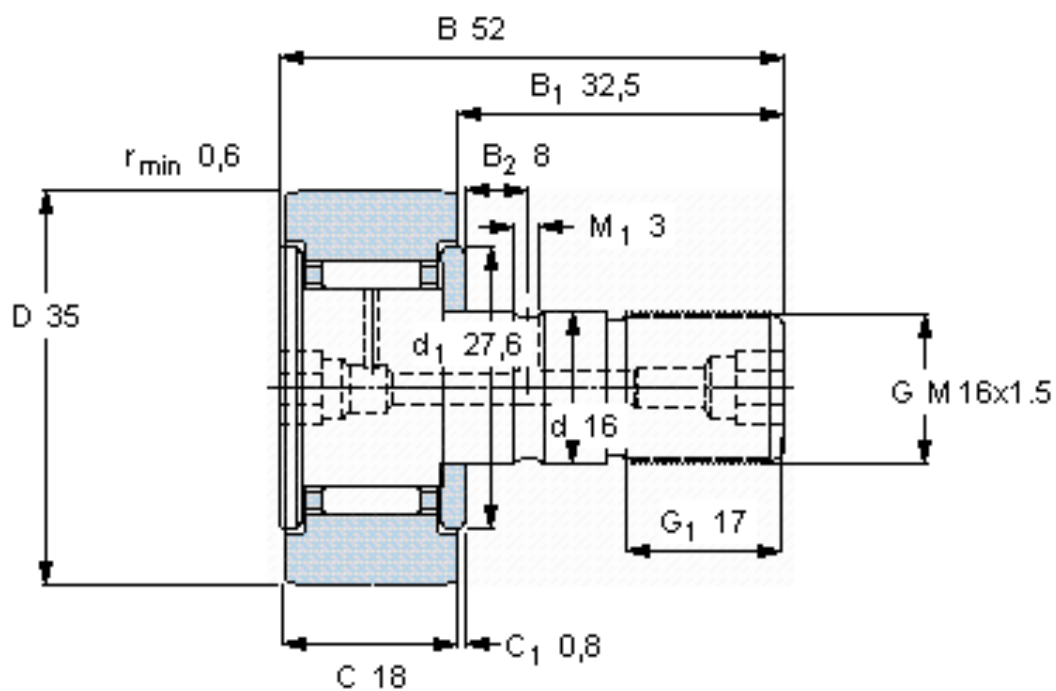
Příloha č. 7 – Přiložené CD

Příloha č. 1

Katalogový list - pojezdová kladka SKF KR 35 B

Rozměry				Únosnosti		Mezní únavové zátížení P_u
D	d	B	C	dynamická C	statická C_0	
mm	mm	mm	mm	kN	kN	kN
35	16	52	18	9,52	13,7	1,56

Maximální radiální zátížení dynamická F_r		Mezní otáčky		Hmotnost	Označení
F_r	F_{0r}		\min^{-1}	kg	
kN	kN				
11,4	16,3		4000	0,17	KR 35 B



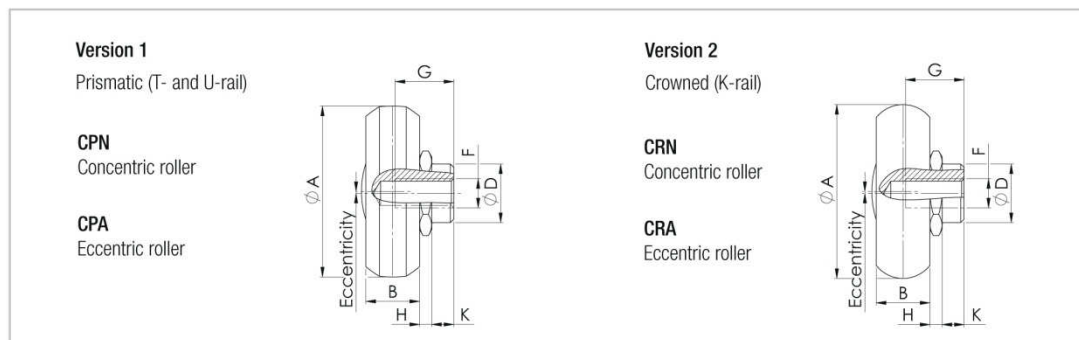
Příloha č. 2

Katalogový list - pojezdová kladka Rollon

4 Accessories

Accessories

Rollers



Seals: 2RS is the splash-proof seal, 2Z (2ZR for size 63) is the steel cover disc
Note: The rollers are lubricated for life

Fig. 42

Type	A [mm]	B [mm]	D [mm]	e [mm]	H [mm]	K [mm]	G [mm]	F	C [N]	C _{rad} [N]	Weight [kg]
CPN18-2RS	14	4	6	-	1.55	1.8	5.5	M4	765	410	0.004
CPN18-2Z	14	4	6	-	1.55	1.8	5.5	M4	765	410	0.004
CPA18-2RS	14	4	6	0.4	1.55	1.8	5.5	M4	765	410	0.004
CPA18-2Z	14	4	6	0.4	1.55	1.8	5.5	M4	765	410	0.004
CPN28-2RS	23.2	7	10	-	2.2	3.8	7	M5	2130	1085	0.019
CPN28-2Z	23.2	7	10	-	2.2	3.8	7	M5	2130	1085	0.019
CPA28-2RS	23.2	7	10	0.6	2.2	3.8	7	M5	2130	1085	0.019
CPA28-2Z	23.2	7	10	0.6	2.2	3.8	7	M5	2130	1085	0.019
CPN35-2RS	28.2	7.5	12	-	2.55	4.2	9	M5	4020	1755	0.032
CPN35-2Z	28.2	7.5	12	-	2.55	4.2	9	M5	4020	1755	0.032
CPA35-2RS	28.2	7.5	12	0.7	2.55	4.2	9	M5	4020	1755	0.032
CPA35-2Z	28.2	7.5	12	0.7	2.55	4.2	9	M5	4020	1755	0.032
CPN43-2RS	35	11	12	-	2.5	4.5	12	M6	6140	2750	0.06
CPN43-2Z	35	11	12	-	2.5	4.5	12	M6	6140	2750	0.06
CPA43-2RS	35	11	12	0.8	2.5	4.5	12	M6	6140	2750	0.06
CPA43-2Z	35	11	12	0.8	2.5	4.5	12	M6	6140	2750	0.06
CPN63-2ZR	50	17.5	18	-	2.3	6	16	M8	15375	6250	0.19
CPA63-2ZR	50	17.5	18	1.2	2.3	6	16	M10	15375	6250	0.19
CRN43-2Z	35.6	11	12	-	2.5	4.5	12	M6	6140	2550	0.06
CRA43-2Z	35.6	11	12	0.8	2.5	4.5	12	M6	6140	2550	0.06
CRN63-2ZR	49.7	17.5	18	-	2.3	6	16	M8	15375	5775	0.19
CRA63-2ZR	49.7	17.5	18	1.2	2.3	6	16	M10	15375	5775	0.19

Tab. 18

Příloha č. 3

Katalogový list - stejnosměrný motor Nidec SW2K



Series SW2K
Motor type 403 931

Design Data	
Commutation	Brushed
Direction of rotation	Bi-directional
Bearing type	

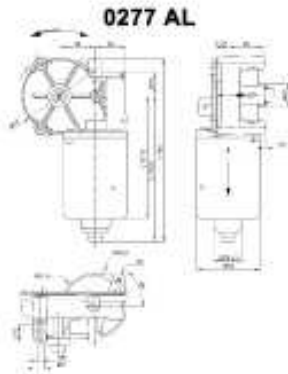
Performance data		
Rated voltage [V]	U_N	24
Nominal torque [Nm]	M_N	2.00
No-load speed [min^{-1}]	n_0	126.0
Nominal power [W]	P_N	23.0
Nominal current [A]	I_N	3.0
Nominal force [kN]	F_N	0.00
Duty cycle		s1

Sensor data	
Pulses	0
Output channels	0

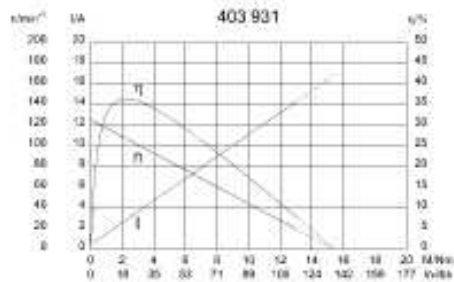
Other data	
Gear ratio	70/4
Gear wheel material	plastic
Suppression components	4.7 μH , 1nF
Enclosure class	IP 40
Weight [kg]	1.200

Remarks: Ball bearing

Characteristic curves

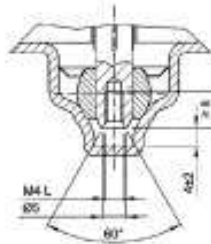
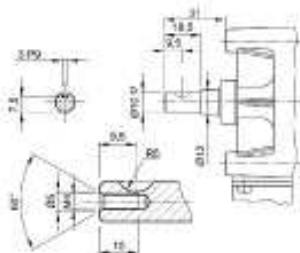


Motor picture



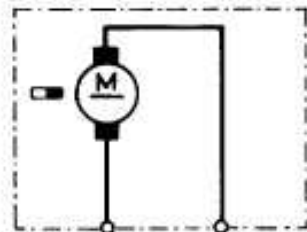
Output shaft drawing (W), Wiring diagrams (S) and Connector layout (K)

W 191




Left-hand thread

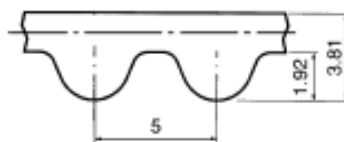
S 28



Příloha č. 4

Katalogový list - ozubený řemen Powergrip GT3 5MGT

Ozubený řemen Powergrip® GT3 5MGT			Materiál
Rozteč 5 mm			Neoprén



Šířka řemene 15 mm								
Obj. číslo	Značení	Počet zubů z	Výpočtová délka mm		Obj. číslo	Značení	Počet zubů z	Výpočtová délka mm
F06872	200 5MGT 15	40	200		F06895	510 5MGT 15	102	510
F06873	225 5MGT 15	45	225		F06896	525 5MGT 15	105	525
F06874	250 5MGT 15	50	250		F06897	530 5MGT 15	106	530
F06875	265 5MGT 15	53	265		F06898	540 5MGT 15	108	540
F06876	275 5MGT 15	55	275		F06899	550 5MGT 15	110	550
F06877	280 5MGT 15	56	280		F06900	600 5MGT 15	120	600
F06878	285 5MGT 15	57	285		F06901	625 5MGT 15	125	625
F06879	300 5MGT 15	60	300		F06902	650 5MGT 15	130	650
F06880	325 5MGT 15	65	325		F06903	665 5MGT 15	133	665
F06881	330 5MGT 15	66	330		F06904	700 5MGT 15	140	700
F06882	340 5MGT 15	68	340		F06905	750 5MGT 15	150	750
F06883	350 5MGT 15	70	350		F06906	775 5MGT 15	155	775
F06884	360 5MGT 15	72	360		F06907	800 5MGT 15	160	800
F06885	375 5MGT 15	75	375		F06908	850 5MGT 15	170	850
F06886	400 5MGT 15	80	400		F06909	860 5MGT 15	172	860
F06887	410 5MGT 15	82	410		F06910	900 5MGT 15	180	900
F06888	415 5MGT 15	83	415		F06911	950 5MGT 15	190	950
F06889	425 5MGT 15	85	425		F06912	980 5MGT 15	196	980
F06890	450 5MGT 15	90	450		F06913	1000 5MGT 15	200	1000
F06891	460 5MGT 15	92	460		F06914	1050 5MGT 15	210	1050
F06892	475 5MGT 15	95	475		F06915	1150 5MGT 15	230	1150
F06893	490 5MGT 15	98	490		F06916	2100 5MGT 15	420	2100
F06894	500 5MGT 15	100	500		F06917	2440 5MGT 15	488	2440

Příloha č. 5

Výstupní data z návrhového programu Design Flex Pro



Návrh řemenového převodu - Detaily pohonu

Design Flex® Pro by the Gates Corporation

Navrženo pro: Tomáš Neumann Moravskoslezský kraj Česká republika		Zajišťuje: tomáš neumann - ostrava, Moravskoslezský kraj 70900 Česká republika tom.email@seznam.cz 603123456 Telefon	
Aplikace: Konstrukce #1			
VSTUP			
Info. o pohonu Znamý řemen: PowerGrip GT3 - 2440-5MGT3 - 15,00 mm Poměr otáček: 1,00 Výkon motoru: 23 W Provozní faktor: 1,6 Konstr. výkon: 37 W Středová vzdálenost: 1172,5 mm		Znamá velikost: 19 Zuby Otáčky za minutu: 126,0 Maximální obvodová rychlost: 0,2 m/s Kontrolovaná pouzdra: Taper-Lock Kontrolované řemeny: PowerGrip GT3	
		Hnaný: 19 Zuby 126,0 0,2 m/s Electric Motor	
ZVOLENÝ POHON			
Typ řemene: PowerGrip GT3 - 5M Poměr otáček: 1,0 Rychlost hnaná: 126,0 Nominální výkon: 112 W Na hřídel: 148 N Středová vzdálenost: 1172,5 mm Instalační tolerance: 1150,1 mm až 1173,5 mm		Řemen Díl č.: 2440-5MGT3-15 Produkt č.: 9400-55292 Horní šířka: -- Hmotnost: 150 g Obv. rychl. m/s: 0,2 m/s Otáčky za minutu: 4,9 Pouzdro položka č.: -- Dira: -- Roztečný průměr: --	
		Hnací 19 Zuby Neskladová položka nelze použít 0,2 m/s 126,0 -- nelze použít 30,24 mm	
		Hnaný 19 Zuby Neskladová položka nelze použít 0,2 m/s 126,0 -- nelze použít 30,24 mm	
NAPĚTÍ			
Průhyb na drážku/žebro: 23,45 mm Síla v průhybu na drážku/žebro: 13 N		Nový řemen 23,45 mm 11 N	
Sonic - měřič napětí Frekvence řemene: 14 až 15 Hz Nastavení Sonicu: Hmotnost: 4,1 g/m, Šířka: 15 mm/#R, Rozpětí: 1173 mm		Použitý řemen 23,45 mm 11 N Pokud plánujete demontáž použitých řemenů, změřte a zaznamenejte napětí před demontáží a napněte řemen na původní napětí.	
POZNÁMKY			
- Pohon je předimenzován a účinnost může být snížena. - Délka řemene byla zadána uživatelem. - Šířka řemene byla zadána uživatelem. - Hnací řemenice je předmětem zvláštní objednávky. Průměr a pouzdro nejsou známy. - Hnaná řemenice je předmětem zvláštní objednávky. Průměr řemenice a pouzdro nejsou známy. - V návrzích převodu z Design Flex Pro je počítáno pouze s Gates produkty a nejsou použitelné na produkty jiných výrobců. - Výrobky Gates nejsou určeny k použití na strojích, kde selhání výrobku může vést k ublížení na zdraví nebo k smrti. Toto zahrnuje použití na pohonech leteckých vrtulí a rotoru, nebo souvisejících pomocných pohonech.			